



# Mesure de cylindricité de très haute exactitude.Développement d'une nouvelle machine de référence

Alain Vissiere

## ► To cite this version:

Alain Vissiere. Mesure de cylindricité de très haute exactitude.Développement d'une nouvelle machine de référence. Autre. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2013. Français. NNT : 2013ENAM0067 . pastel-00967204

**HAL Id: pastel-00967204**

**<https://pastel.archives-ouvertes.fr/pastel-00967204>**

Submitted on 28 Mar 2014

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École doctorale n°432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

**Doctorat ParisTech**

**T H È S E**

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

**Spécialité “ Génie mécanique – Procédés de fabrication ”**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Alain Vissière**

le 13 décembre 2013

**Mesure de cylindricité de très haute exactitude :  
Développement d'une nouvelle machine de référence.**

Directeur de thèse : **Olivier GIBARU**

Co-encadrement de la thèse : Mohamed DAMAK, Hichem NOUIRA, Stéphane LELEU

**Jury**

**M. Marc HIMBERT**, Professeur, CNAM, directeur du Laboratoire Commun de Métrologie (LCM)  
**M. Yasser ALAYLI**, Professeur, LISV, Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines  
**M. Jean-François FONTAINE**, Professeur, Le2i, Université de Bourgogne  
**M. Fabian HOLZWARTH**, Professeur, HTW Aalen  
**M. Olivier GIBARU**, Professeur, LSIS, Arts et Métiers ParisTech  
**M. Mohamed DAMAK**, PAST, LSIS, Arts et Métiers ParisTech, Président de GEOMNIA  
**M. Hichem NOUIRA**, Chercheur, LNE-PARIS, Laboratoire Commun de Métrologie (LCM)  
**M. Stéphane LELEU**, Maître de conférence, LSIS, Arts et Métiers ParisTech  
**M. Jean DAVID**, Professeur ENSAM, Arts et Métiers ParisTech

Président  
Rapporteur  
Rapporteur  
Examineur  
Examineur  
Examineur  
Examineur  
Invité

**T  
H  
È  
S  
E**



## Remerciements

*Je tiens à exprimer tout d'abord mes remerciements aux membres du jury, qui ont accepté d'évaluer mon travail de thèse : M. **Marc Himbert**, Professeur au CNAM et directeur du Laboratoire Commun de Métrologie (LCM) pour avoir accepté de présider le jury, M. **Jean-François Fontaine**, Professeur au Le2i de l'Université de Bourgogne ainsi que M. **Yasser Alayli**, Professeur au LISV de l'Université de Versailles Saint-Quentin-en-Yvelines qui ont accepté d'être les rapporteurs de ce manuscrit. M. **Fabian Holzwarth** professeur à HTW Aalen, pour avoir accepté d'évaluer le travail réalisé.*

*Je souhaite remercier mon directeur de thèse, **Olivier Gibaru**, professeur au LSIS d'Arts et Métiers ParisTech de Lille pour m'avoir accueilli au sein de son équipe. Je lui suis également reconnaissant pour le temps qu'il m'a accordé, ses qualités pédagogiques et scientifiques.*

*J'adresse mes remerciements à **Mohamed Damak**, président de la société GEOMNIA et professeur associé au LSIS, pour m'avoir accueilli en contrat Cifre au sein de son entreprise. Ses relectures attentives et ses conseils avisés ont été essentiels à la bonne réussite de cette thèse. Son énergie et sa confiance ont été des éléments très motivants pour moi.*

*J'adresse de sincères remerciements à **Hichem Nouira**, chercheur au LNE-PARIS, pour sa motivation durant toute la thèse, en particulier pour son énergie et son soutien lors des phases expérimentales du projet. Je tiens aussi à le remercier pour son investissement dans la valorisation du travail réalisé.*

*J'adresse de chaleureux remerciements à **Stéphane Leleu**, Maître de conférences au LSIS, pour ses qualités pédagogiques et scientifiques ainsi que sa franchise. Je lui suis également reconnaissant pour le temps et le soutien qu'il a pu m'accorder.*

*J'associe à ces remerciements **Jean Marie David**, professeur ENSAM, pour son savoir encyclopédique dans le domaine de la conception de machine de précision. Je remercie également **Georges-Pierre Vailleau**, Responsable du Laboratoire de Métrologie Dimensionnelle du L.N.E., pour la confiance qu'il m'a témoignée durant toute la thèse.*

*J'adresse de sincères remerciements à **Thierry Coorevits**, Maître de conférences au Laboratoire de Mécanique de Lille (LML), ainsi que **Jean-Claude Vervisch** pour m'avoir accueilli chaleureusement au sein du laboratoire de métrologie du centre Arts et Métiers Paristech de Lille. Je tiens aussi à les remercier pour l'aide qu'ils m'ont apportée.*

*Je souhaite remercier **Xavier Helle** ainsi que l'ensemble des personnels des ateliers du centre des Arts et métiers ParisTech de Lille qui m'ont toujours aidé et encouragé. Je remercie **Thierry Rabault**, chercheur au LNE, qui m'a fait partager ses compétences concernant les balances manométriques, Je remercie aussi l'ensemble des personnels de GEOMNIA pour*



*leur aide en particulier **Amine Kamoun, Julien Bancalin, Kilian Floerchinger et Gautier Gheeraert.***

*Enfin, je remercie mon frère ainsi que mes parents pour leur soutien sans faille tout au long de ce travail de thèse*

<b>Introduction générale :</b>	<b>10</b>
<b>Chapitre 1 Objectifs du projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude.</b>	<b>12</b>
<b>1. Intérêt de la mesure de cylindricité de très haute exactitude</b>	<b>12</b>
1.1. Positionnement du projet	12
1.1.1. Définitions : étalons et traçabilité métrologique	12
1.1.2. Positionnement du projet	13
1.2. Balances manométriques	15
1.2.1. Principe de fonctionnement	15
1.2.2. Calcul de la section effective	16
1.3. Etalonnage des machines industrielles de mesure de forme	17
1.3.1. Sphères et cylindre étalon	18
1.3.2. Cylindre à méplat	20
1.3.3. Cylindre à onde multiple	21
1.4. Définition d'une mesure de forme	21
<b>2. Définitions relatives à la cylindricité</b>	<b>22</b>
2.1. Description des pièces cylindriques :	22
2.1.1. Ecart de Cylindricité : définition	22
2.1.2. Tolérance de cylindricité	23
2.1.3. Identification des défauts	24
<b>3. Cahier des charges de la nouvelle machine</b>	<b>27</b>
3.1. Incertitude et volume de mesure	27
3.2. Palpeur pièce	27
3.3. Densité des points de mesure	27
3.4. Principe d'architecture	28
<b>Chapitre 2 Machines de mesure de forme. Vers une architecture optimisée pour un nouvel équipement de référence</b>	<b>29</b>
<b>1. Analyse d'équipements conventionnels de mesure de cylindricité</b>	<b>29</b>
1.1. Architecture des machines de mesure de cylindricité	29
1.1.1. Principe des machines à pièce tournante	29
1.1.2. Principe des machines à palpeur tournant	31
1.1.3. Comparaison des deux types d'architecture	32
1.2. Analyse des équipements conventionnels : la chaîne métrologique	32
1.3. Incertitudes liées aux déformations de la chaîne métrologique	34
1.3.1. Classification des sources de perturbation	34
1.3.2. Causes de l'erreur systématique	35
1.3.3. Correction de l'erreur systématique	35
1.3.4. Causes de l'erreur aléatoire	37
1.3.5. Correction de l'erreur aléatoire	38
1.4. Incertitude liée aux palpeurs pièce : l'effet de déport	38
1.4.1. Définition générale	38
1.4.2. Causes du déport	40
<b>2. Comparatif des machines commerciales conventionnelles</b>	<b>45</b>
2.1. Fonctionnalités	46
2.1.1. Mise en rotation de la pièce à mesurer	46

2.1.2.	<i>Translation verticale du palpeur</i>	46
2.1.3.	<i>Maintien en position de la colonne et de la broche</i>	47
2.1.4.	<i>Translation horizontale du palpeur</i>	47
2.1.5.	<i>Correction</i>	48
2.1.6.	<i>Palpeur</i>	49
2.1.7.	<i>Dégauchissage et centrage de la pièce à mesurer</i>	49
2.2.	<b>Performances annoncées</b>	51
<b>3.</b>	<b>Définition générale du principe de structure métrologique dissociée</b>	<b>54</b>
3.1.	Dissociation « structure métrologique » et « structure porteuse ».	54
3.2.	Liaisons métrologiques	56
3.2.1.	<i>Principe</i>	56
3.2.2.	<i>Redondance spatiale</i>	57
3.3.	Étalonnage des surfaces de référence et étalonnage machine	58
3.4.	Bilan	58
<b>4.</b>	<b>Application du principe de la structure métrologique dissociée à une machine conventionnelle de mesure de forme</b>	<b>59</b>
4.1.	Mise en œuvre élémentaire	59
4.2.	Exemples de réalisations existantes appliquant la DMT	60
4.2.1.	<i>La machine « Ultimat » de Bryan et Carter :</i>	60
4.2.2.	<i>La machine Primar MX4 de marque MAHR</i>	62
4.3.	Bilan concernant l'application partielle du principe DMT	64
<b>5.</b>	<b>Optimisation dans l'application du principe DMT</b>	<b>64</b>
5.1.	Réduction du nombre de liaison	64
5.2.	Réduction du nombre de capteurs dans les liaisons métrologiques	66
5.2.1.	<i>Principe</i>	66
5.2.2.	<i>Application à une machine de mesure de cylindricité DMT</i>	67
5.2.3.	<i>Exemple de réalisation respectant le principe de réduction de capteurs</i>	69
<b>6.</b>	<b>Architecture pour une nouvelle machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude.</b>	<b>70</b>
6.1.	Redondance spatiale	71
6.1.1.	<i>Doublement des capteurs de la référence</i>	71
6.1.2.	<i>Ajout de capteurs diamétralement opposés et ajout d'un second ensemble de capteurs</i>	72
6.2.	Réduction de la taille de la chaîne métrologique	73
6.3.	Maîtrise de la position des capteurs	74
6.3.1.	<i>Effet d'une inclinaison relative de la structure porte capteurs / axe machine</i>	74
6.3.2.	<i>Contrôle de l'inclinaison</i>	76
6.3.3.	<i>Correction du déport</i>	76
6.4.	Précaution à prendre lors de l'instrumentation des liaisons métrologiques	77
6.5.	Maîtrise des perturbations d'origine thermique	79
6.5.1.	<i>Origine des variations de température.</i>	79
6.5.2.	<i>Maîtrise des effets des variations de température</i>	79
<b>7.</b>	<b>Conclusion</b>	<b>81</b>

<b>Chapitre 3 Etalonnage machine</b>	<b>82</b>
<b>1. Principe d'étalonnage de la machine</b>	<b>82</b>
1.1. Stratégie d'étalonnage	82
1.2. Les techniques classiques de séparation de défauts	83
<b>2. Etalonnage de la référence : circularités étagées</b>	<b>84</b>
2.1. Séparation des défauts par retournement simple	84
2.2. Séparation des défauts par multi-retournement	86
2.2.1. Description de la méthode	86
2.2.2. Moyen de contrôle du résultat.	88
2.2.3. Mise en œuvre de la méthode de multi-retournement	89
2.2.4. Simulation du multi-retournement	90
2.2.5. Profil de pièce quelconque	93
2.3. Comparaison des deux méthodes : multi-retournement et retournement simple	96
2.4. Evaluation expérimentale du multi-retournement	97
2.4.1. Description succincte du montage	97
2.4.2. Résultats	99
<b>3. Etalonnage de la référence : variation des diamètres et ligne médiane</b>	<b>100</b>
3.1. Mesure des variations de diamètre	100
3.2. Evaluation de la ligne médiane : traitement global	100
<b>4. Etalonnage de la référence : mesure de la rectitude des paires de génératrice</b>	<b>103</b>
4.1. Problématique	103
4.2. Description de la méthode	104
<b>5. Conclusion</b>	<b>105</b>
<b>Chapitre 4 Instrumentation des chaînes métrologiques</b>	<b>108</b>
<b>1. Choix et fonctionnement des capteurs mis en œuvre dans la liaison métrologique :</b>	<b>108</b>
1.1. Choix de la technologie de capteur	108
1.1.1. Interféromètres laser	109
1.1.2. Capteur capacitifs	109
1.1.3. Mise en évidence du phénomène de filtrage réalisé par un capteur capacitif	110
1.2. Fonctionnement d'un capteur capacitif	112
<b>2. Limitation des performances des capteurs capacitifs et solutions</b>	<b>113</b>
2.1. Sources d'erreur	113
2.1.1. Sources de l'erreur systématique	113
2.1.2. Sources de l'erreur aléatoire	113
2.1.3. Ordre de grandeur des erreurs suivant la documentation commerciale	114
2.1.4. Stratégies de correction	114
2.2. Réduction de l'erreur systématique	114
2.2.1. Solutions existantes	114
2.2.2. Solution adoptée : Etalonnage in situ	115
2.3. Réduction de l'erreur aléatoire : bruit électrique	116
2.3.1. Tension de bruit : données constructeur	116

2.3.2.	<i>Réduction du bruit électrique : Cas statique</i>	117
2.3.3.	<i>Réduction du bruit électrique : Cas dynamique</i>	117
2.3.4.	<i>Mode de mesure</i>	119
2.4.	<b>Réduction de l'erreur aléatoire: position du capteur</b>	119
2.4.1.	<i>Détermination des degrés de liberté à tester</i>	119
2.4.2.	<i>Déport Tx</i>	122
2.4.3.	<i>Inclinaison Rx</i>	124
2.5.	<b>Bilan sur l'optimisation de l'utilisation des capteurs capacitifs</b>	127
<b>3.</b>	<b>Banc préliminaire de validation</b>	<b>128</b>
3.1.	<b>Objectif et principe de mesure</b>	128
3.2.	<b>Description du banc</b>	129
3.2.1.	<i>Etalon de mesure de déplacement.</i>	129
3.2.2.	<i>Description du banc de test</i>	130
3.2.3.	<i>Perturbations et protections associées</i>	131
3.3.	<b>Expérimentation et résultats.</b>	132
3.3.1.	<i>Choix de la sensibilité et de la plage de mesure</i>	132
3.3.2.	<i>Etalonnage fin</i>	135
3.3.3.	<i>Validation des simulations de déport</i>	137
3.4.	<b>Bilan concernant les résultats obtenus et préconisation de conception</b>	139
 <b>Chapitre 5 Conception et réalisation de la machine à mesurer la cylindricité de référence</b>		
<b>141</b>		
<b>1.</b>	<b>Description de l'architecture</b>	<b>141</b>
1.1.	<b>Balayage de la pièce et du cylindre de référence</b>	142
1.2.	<b>Dégauchissage, centrage et décalage de la pièce</b>	143
1.3.	<b>Etalonnage in-situ des capteurs pièce et référence</b>	143
1.4.	<b>Mise en œuvre du capteur pièce</b>	143
<b>2.</b>	<b>Définition du cahier des charges de conception</b>	<b>144</b>
2.1.	<b>Conception de tous les sous ensembles de la machine</b>	144
2.2.	<b>Fixation de la référence</b>	144
2.3.	<b>Liaison de l'équipement avec le sol</b>	144
2.4.	<b>Problématique thermique</b>	145
<b>3.</b>	<b>Conception technologique de la machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude.</b>	<b>146</b>
3.1.	<b>Vue d'ensemble de la machine</b>	146
3.2.	<b>Système de découplage des déformations</b>	147
3.3.	<b>Guidage en rotation</b>	148
3.4.	<b>Maintien en position du cylindre de référence.</b>	152
3.5.	<b>Entraînement en rotation</b>	153
3.6.	<b>Ensemble codeurs</b>	157
3.7.	<b>Plateau dégauchisseur/centreur</b>	159
3.7.1.	<i>Cahier des charges</i>	159
3.7.2.	<i>Solution existantes</i>	160
3.7.3.	<i>Principes fondamentaux de la solution envisagée</i>	161
3.7.4.	<i>Architecture générale du plateau dégauchisseur centreur</i>	164
3.7.5.	<i>Architecture et conception détaillée premier étage du dégauchisseur centreur</i>	165
3.7.6.	<i>Architecture et conception détaillée du deuxième étage du dégauchisseur centreur</i>	170

3.7.7.	<i>Conception des axes de commande :</i>	172
3.7.8.	<i>Assemblage du dégauchisseur centreur</i>	174
3.8.	<b>Ensemble de commande du dégauchisseur</b>	176
3.9.	<b>Décaleur</b>	178
3.9.1.	<i>performances recherchées</i>	178
3.9.2.	<i>Solutions existantes</i>	179
3.9.3.	<i>Solution développée</i>	180
3.9.4.	<i>Réalisation technologique du décaleur</i>	182
3.9.5.	<i>Actionnement du décalage</i>	186
3.10.	<b>Guidage en translation</b>	188
3.11.	<b>Table de translation XY</b>	192
3.12.	<b>Ensemble porte capteur pièce de qualification et porte capteur cylindre de référence</b>	194
3.13.	<b>Structure support des interféromètres laser</b>	199
3.14.	<b>Ensemble moteurs et frein</b>	200
3.15.	<b>Liaison au sol et isolation vibratoire</b>	202
3.16.	<b>Isolation thermique</b>	203
<b>4.</b>	<b>Fabrication, Montage et réglage de la machine de mesure de cylindricité.</b>	<b>206</b>
4.1.	<b>Méthode de montage et de réglage:</b>	206
4.2.	<b>Application à la machine de mesure de cylindricité</b>	206
4.2.1.	<i>Axes du plateau décaleur</i>	206
4.2.2.	<i>Axes des codeurs et du frein</i>	208
4.3.	<b>Vue d'ensemble de l'équipement de mesure de cylindricité</b>	209
<b>5.</b>	<b>Conclusion</b>	<b>209</b>
	<b>Conclusion générale</b>	<b>210</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>212</b>

# Introduction générale :

## Le projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude

Le Laboratoire Commun de Métrologie LNE-CNAM (LCM) souhaite se doter d'une machine capable d'évaluer les écarts de forme de cylindre avec une exactitude de l'ordre de 10 à 20 nm. Le but de cet équipement est double. D'une part, il s'agira d'améliorer sa capacité à mesurer la forme des couples piston/cylindre utilisés en métrologie des pressions, pour les balances manométriques servant d'étalon primaire de pression. D'autre part, il s'agira de mesurer les étalons de forme cylindrique servant au contrôle des machines industrielles de mesure de forme.

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'une convention CIFRE portée par la société GEOMNIA et a fait l'objet d'une étroite collaboration scientifique entre GEOMNIA, le Laboratoire des Sciences de l'Information et des Systèmes (LSIS) d'Arts et Métiers ParisTech de Lille et le LCM. Ce consortium a été formé pour assurer la conception, la réalisation, l'assemblage et la qualification des performances métrologiques de la machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude via le traitement des données de mesure. Ce consortium a fait appel à la société MESULOG pour la réalisation du logiciel d'acquisition et à la société AXYUM pour les études et réalisations électriques et CN qui sortent du cadre de ce travail de recherche.

Une étude préliminaire a été menée - à la fin de l'année 2009 - conjointement entre le LCM et le Laboratoire des Sciences de l'Information et des Systèmes (LSIS) d'Arts et Métiers ParisTech à Lille pour aboutir à la définition du cahier des charges de l'équipement à concevoir. Le projet de thèse a concrètement débuté au début de l'année 2010 et a abouti à la réalisation de l'équipement de mesure de cylindricité en septembre 2013. Les premiers essais de qualification du nouvel équipement ont pu être menés à partir de cette date.

Ce mémoire de thèse se décompose en 5 chapitres qui correspondent aux différentes étapes de ce travail. Ces étapes sont caractéristiques des projets de développement d'équipements de mesure de très haute précision.

Le **premier chapitre** définit les objectifs détaillés du projet, ainsi que le cahier des charges de la machine. Il se compose essentiellement de deux parties. Une première partie traite du contexte du projet en précisant les deux principales applications qui ont motivé la réalisation d'un tel équipement : la mesure des pistons/cylindres pour la métrologie des pressions et la qualification d'étalons de forme. Une deuxième partie est focalisée sur la définition des caractéristiques à mesurer sur ces pièces.

Le **deuxième chapitre** présente dans une première partie une analyse des moyens actuels de mesure de cylindricité. Les machines conventionnelles dédiées à la métrologie industrielle sont décrites ainsi que leurs limitations.

Pour dépasser ces limitations, plusieurs laboratoires tel que le LCM, le Lawrence Livermore National Laboratory (LLNL) aux Etats-Unis ou encore le Physikalisch-Technische-Bundesanstalt (PTB) en Allemagne ont entrepris le développement de leurs propres machines de référence. L'analyse des réalisations de ces laboratoires permet de révéler les limitations actuelles des appareils de mesure de cylindricité les plus performants.

La seconde partie du chapitre 2 présente les solutions innovantes que nous avons développées dans le cadre de ce travail pour aboutir à la définition d'une nouvelle architecture. Cette architecture permet de dépasser les limitations des machines actuelles en vue d'atteindre une incertitude de l'ordre de 10 à 20 nanomètres.

Le **troisième chapitre** présente une méthode *d'étalonnage de la machine*. Il s'agit de mesurer l'écart de cylindricité d'un cylindre servant de référence avec une incertitude compatible avec les objectifs ambitieux du projet.

Le problème réside dans le fait qu'il n'existe actuellement aucune machine capable de mesurer un écart de cylindricité avec un tel niveau d'incertitude. Pour répondre à cette problématique, nous avons imaginé une méthode originale. Cette méthode s'inspire de la logique des méthodes de séparation d'erreurs classiquement utilisées en métrologie dimensionnelle adaptées à la nouvelle architecture de machine.

Le **quatrième chapitre** est consacré à l'étude des capteurs capacitifs que nous avons choisis pour instrumenter notre équipement. Il s'agit en premier lieu de justifier le choix de l'utilisation des capteurs capacitifs. Il sera ensuite question de mettre en évidence les facteurs limitant l'exactitude de la mesure capacitive. L'étape suivante consistera à décrire les solutions que nous avons adoptées pour lever ces limitations. La dernière partie sera consacrée à la validation expérimentale des solutions proposées. Un banc de test a en effet été développé dans le cadre du projet afin d'effectuer cette validation en amont du développement de la machine.

Le **cinquième chapitre** porte sur la conception détaillée de la nouvelle machine. Cette dernière se fonde sur la définition de l'architecture générale. La conception détaillée intègre les problématiques de fabrication, de montage et de réglage. La première partie du chapitre présentera l'architecture générale de la machine. Par la suite, la conception détaillée de l'ensemble de la machine sera présentée et justifiée. Enfin, des précisions seront apportées quant au montage et au réglage de l'équipement



# Chapitre 1

## Objectifs du projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude.

Dans ce chapitre nous préciserons les deux besoins qui ont motivé le lancement du projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude. Le premier concerne l'évaluation de la forme des ensembles piston/cylindre intégrés dans les balances manométriques. Le second est lié à l'évaluation de la forme des étalons de transfert (cylindriques et sphériques) qui sont destinés à l'étalonnage et à la vérification des machines industrielles de mesure de formes de révolution.

L'étude de ces besoins nous permettra d'aboutir à un ordre de grandeur de l'incertitude visée dans le cadre de ce travail (de l'ordre de 10 à 20 nanomètres).

Les définitions relatives à la notion de cylindricité seront ensuite introduites. Le chapitre sera conclu par la formulation du cahier des charges du nouvel équipement de mesure de cylindricité qui est à l'origine de ce travail de thèse.

## 1. Intérêt de la mesure de cylindricité de très haute exactitude

### 1.1. Positionnement du projet

#### 1.1.1. Définitions : étalons et traçabilité métrologique

Afin de préciser les objectifs du projet, il convient de détailler le concept d'étalon. Suivant le Vocabulaire International de la Métrologie (VIM) [BIPM, 2012], un étalon est une « *réalisation de la définition d'une grandeur donnée, avec une valeur déterminée et une incertitude de mesure associée, utilisée comme référence* ». Le VIM propose l'exemple d'un étalon de masse : « *Étalon de masse de 1 kg avec une incertitude-type associée de 3  $\mu$ g* ».

On distingue deux catégories d'étalons :

- l'étalon primaire : Il s'agit suivant le VIM d'un « *étalon établi à l'aide d'une procédure de mesure primaire ou créé comme objet choisi par convention* ». Une procédure de mesure primaire est utilisée pour « *obtenir un résultat de mesure sans relation avec un étalon d'une grandeur de même nature* ». On pourra par exemple établir « *un étalon primaire de pression fondé sur des mesurages séparés de force et d'aire* ».
- l'étalon secondaire : Le VIM propose la définition suivante : un étalon secondaire est un « *étalon établi par l'intermédiaire d'un étalonnage par rapport à un étalon* ».

*primaire d'une grandeur de même nature* ». Ainsi on établira un étalon secondaire de pression en l'étalonnant par rapport à un étalon primaire.

La distinction précédente est fondée sur la méthode employée pour créer l'étalon. Une classification complémentaire des étalons a été établie. Cette dernière est basée sur la fonction des étalons :

- L'étalon de référence : Suivant le VIM un étalon de référence est un « *étalon conçu pour l'étalonnage d'autres étalons de grandeurs de même nature dans une organisation donnée ou en un lieu donné* ». A l'échelle d'un pays on parlera d'étalon national. De manière similaire à l'échelle mondiale on parlera d'étalon international.
- L'étalon de travail : Le VIM définit un étalon de travail comme étant un « *étalon qui est utilisé couramment pour étalonner ou contrôler des instruments de mesure ou des systèmes de mesure* ». L'étalon de travail est étalonné par rapport à un étalon de référence.
- L'étalon de transfert : l'étalon de transfert est défini dans l'article de J.C. Legras [Legras, 2003] comme étant : « *un instrument qui permet d'assurer le transfert entre l'étalon de référence et les instruments d'usage (étalon de travail)* ». Legras ajoute : « *une entité ne développe ce niveau d'étalon que dans le cas où elle dispose d'un parc important d'instruments de mesure à raccorder* ».

L'introduction du concept d'étalon et des définitions qui lui sont rattachées permet de définir la notion de traçabilité métrologique définie selon le VIM comme « *une propriété d'un résultat de mesure selon laquelle ce résultat peut être relié à une référence par l'intermédiaire d'une chaîne ininterrompue et documentée d'étalonnages dont chacun contribue à l'incertitude de mesure* ».

La traçabilité métrologique des résultats de mesure permet la comparaison de résultats fournis par des instruments différents. Cela est rendu possible car chaque résultat de mesure est relié à une référence commune.

La traçabilité métrologique permet également de vérifier que les instruments de mesure utilisés sont conformes aux spécifications annoncées.

### **1.1.2. Positionnement du projet**

L'organisation de la traçabilité métrologique dans le domaine de la mesure des formes cylindriques et de la mesure des pressions est présentée dans la Figure 1. Cette présentation permet de préciser les objectifs du projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude. Il s'agit de développer un instrument de référence capable d'évaluer des écarts de cylindricité avec une exactitude nettement meilleure - un ordre de grandeur en dessous - de celle que l'on peut atteindre avec les machines industrielles. La mesure des écarts de cylindricité sera reliée à la définition du mètre par l'intermédiaire d'interféromètres laser.

Cet instrument permettra alors la mesure des étalons de transfert destinés à la vérification des machines industrielles de mesure de forme. Il permettra aussi l'évaluation du défaut de forme des ensembles piston/cylindre intégrés dans les balances manométriques de référence.

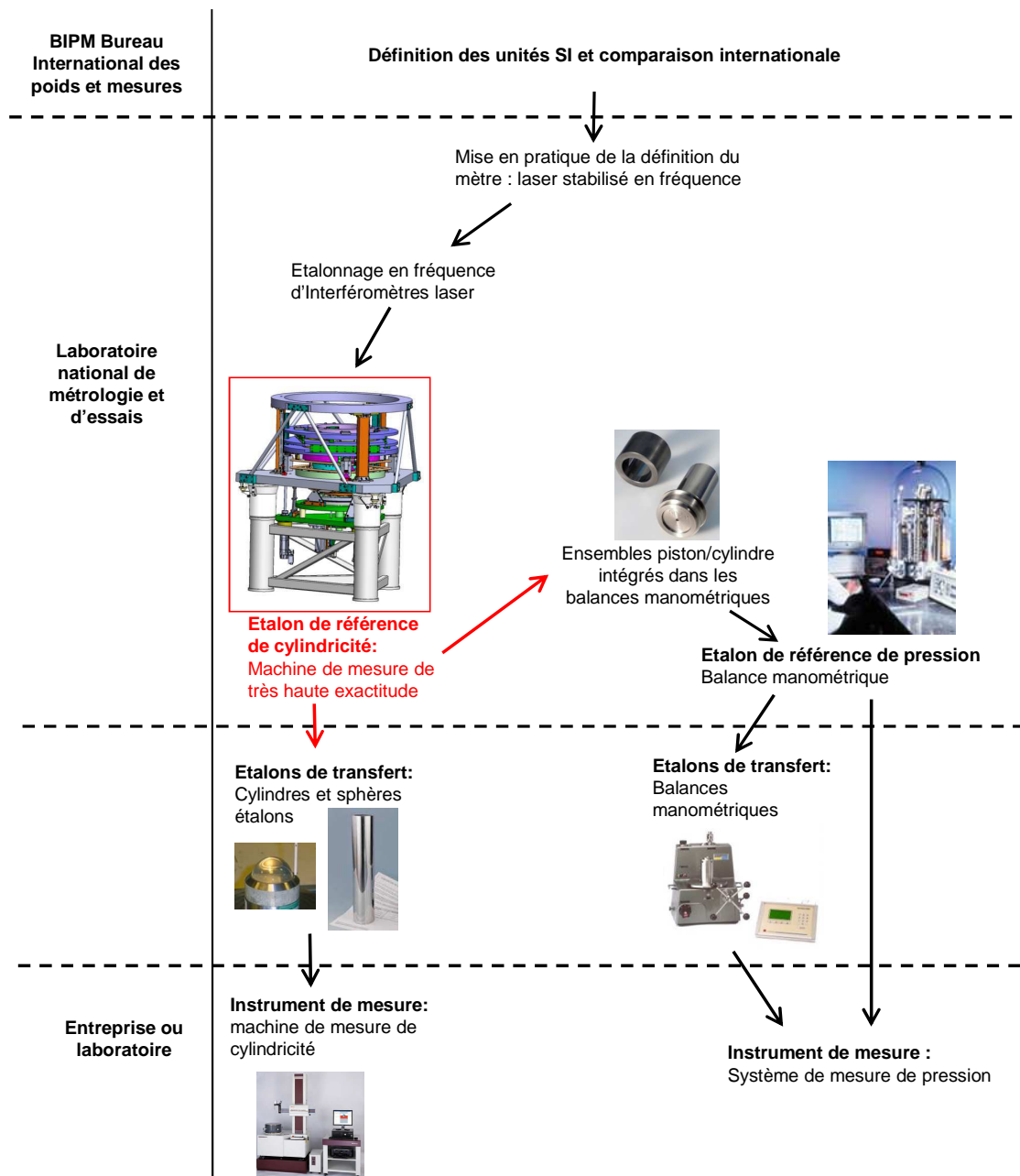


Figure 1: organisation de la traçabilité métrologique

La suite du chapitre détaille ces deux applications majeures de l'équipement de mesure de cylindricité.

## 1.2. Balances manométriques

### 1.2.1. Principe de fonctionnement

Les balances manométriques sont constituées d'un piston se déplaçant librement dans un cylindre (Figure 2(b)). La pression à mesurer est appliquée à la base du cylindre. Cette pression crée une force ascendante. Le piston est maintenu en équilibre par son poids propre et celui de masses additionnelles placées au-dessus.

Dans le cas où l'on cherche à mesurer une pression absolue, les masses sont placées sous une cloche à vide comme c'est le cas sur la photographie de la Figure 2(a).

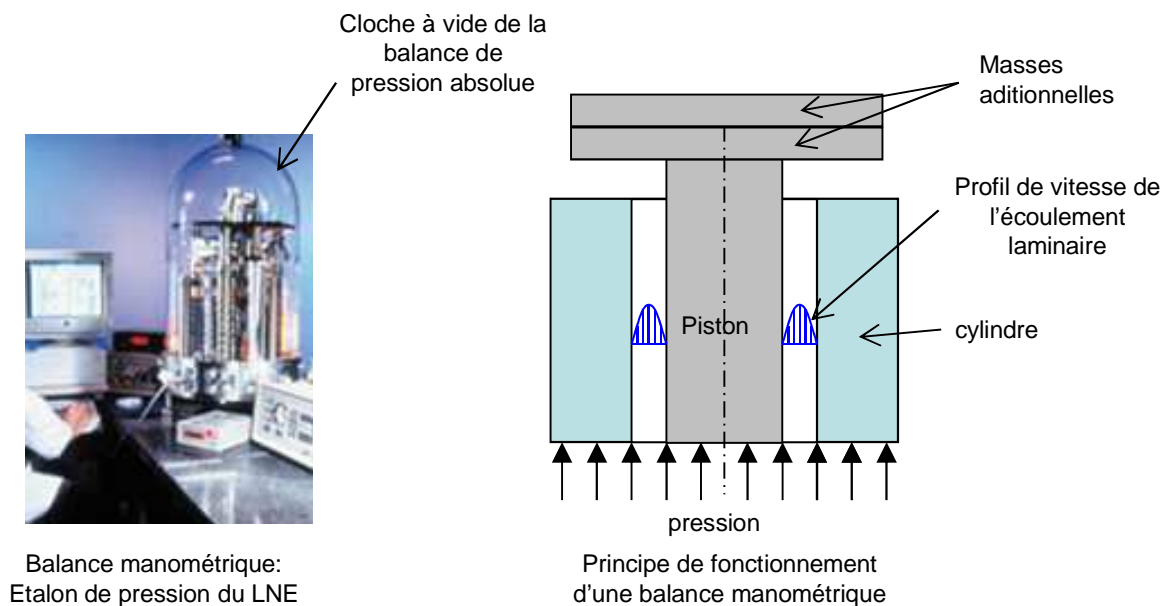


Figure 2: balance manométrique à piston tournant[LNE, 2013]

Sur le schéma de la Figure 2(b) le piston est en équilibre sous l'effet de la pression appliquée à sa base et des masses situées sur le dessus.

La pression mesurée est reliée à la masse par l'équation suivante :

$$P = \frac{Mg}{Se} \quad (1.1)$$

La mesure de la pression est liée à :

- $M$  : la somme de la masse du piston et des masses additionnelles,
- l'accélération de la pesanteur  $g$  à l'endroit où est positionnée la balance,
- la section effective  $Se$  qui est la surface sur laquelle s'applique la pression  $P$ .

L'équation (1.1) qui traduit l'équilibre du piston, n'est valide que dans le cas où le piston n'est soumis à aucune force parasite. La force parasite la plus importante est celle qui résulte du frottement entre le cylindre et le piston. Afin de réduire au maximum cette force de frottement, l'utilisation de joints a été évitée.

Les ensembles piston/cylindre sont réalisés dans des matériaux très durs tels que le carbure de tungstène. La finition des surfaces des pistons et des cylindres est obtenue par rodage, ce qui leur confère une très grande qualité géométrique. L'étanchéité entre les deux pièces est obtenue par un jeu très faible (de l'ordre du micromètre) qui réserve un écoulement laminaire entre les deux surfaces comme indiqué sur la Figure 2(a).

Le piston est en plus entraîné en rotation autour de l'axe commun des deux pièces. Ce mouvement permet d'éviter tout contact entre le cylindre et le piston. En effet, la rotation assure la formation d'un film de fluide régulier entre le piston et le cylindre.

### 1.2.2. Calcul de la section effective

Un des déficit actuel dans le domaine des mesures de pression est la détermination de la section effective  $S_e$ . La pression exercée à la base du piston a pour effet de déformer les ensembles piston cylindre. La section effective dépend par conséquent de la pression. En première approche on peut écrire :

$$S_e = S_0 \times (1 + \lambda P) \quad (1.2)$$

$S_0$  est la surface effective à pression nulle à 20°C

$\lambda$  est le coefficient de déformation sous l'effet de la pression

Pour déterminer la surface effective, il est donc nécessaire de déterminer la section effective à pression nulle notée  $S_0$ . Le calcul de la section effective dépend de la forme du piston et du cylindre. Son expression indiquée en (1.3) a été introduite par Dadson en 1982 [Dadson et al., 1982] et est encore utilisée actuellement [Jusko et al., 2008][Sabuga et al., 2007]

$$S_0 = \pi r_0^2 \left[ 1 + \frac{h_0}{r_0} + \frac{1}{r_0} \frac{\int_0^L \frac{u_z + U_z}{h_z^3} dz}{\int_0^L \frac{1}{h_z^3} dz} \right] \quad (1.3)$$

Les paramètres introduits se rapportent à la Figure 3.

$h_0$  est le jeu entre le piston et le cylindre à la hauteur  $Z=0$

$r_0$  est le rayon du piston à la hauteur  $Z = 0$

$L$  est la hauteur du cylindre

$U_z$  est le défaut du cylindre

$u_z$  est le défaut du piston

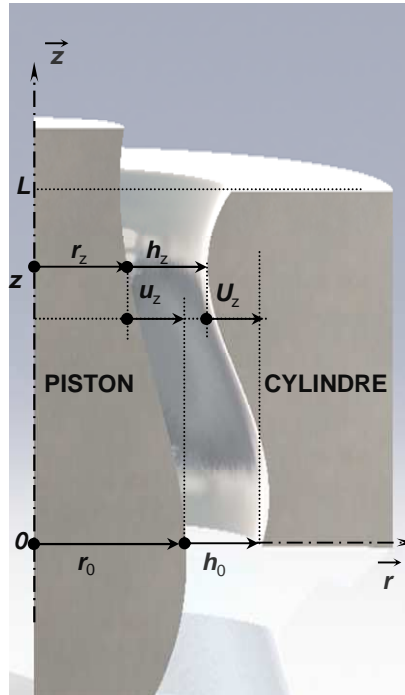


Figure 3: détermination de la section effective à pression nulle

L'évaluation de la forme du piston, ainsi que celle du cylindre sont nécessaires pour déterminer la section effective d'un couple piston/cylindre d'une balance de pression.

Les recherches actuellement menées au LCM sur la mesure de pression tendent à simuler la déformation du piston et du cylindre à partir du calcul de la pression dans le jeu entre le piston et le cylindre [Rabault et al., 2013]. Cette modélisation nécessite une bonne connaissance de la géométrie du jeu entre le piston et le cylindre.

### 1.3. Etalonnage des machines industrielles de mesure de forme

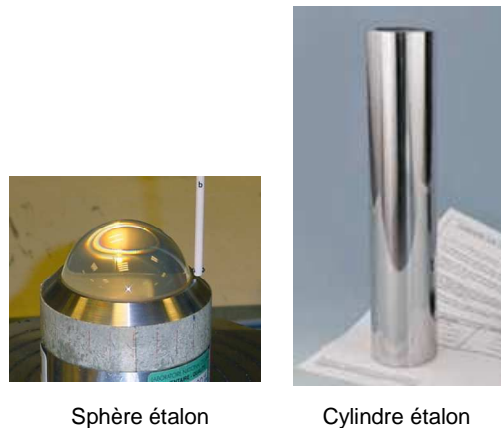
L'équipement de mesure de cylindricité développé dans ce travail de thèse permettra également la qualification d'étalons de transfert utilisés pour le contrôle, et l'étalonnage des machines industrielles de mesure de forme de pièces de révolution. L'étalonnage et le contrôle d'une machine de mesure de forme sont réalisés grâce à trois catégories d'étalons :

- Sphères et cylindres étalons pour les défauts des mouvements (broche tournante, guidage linéaire)
- Cylindre à méplat pour la performance du système de repérage (capteur pièce)
- Cylindre à onde multiple pour la qualité du logiciel de traitement

Ces trois catégories d'étalon de transfert permettent de rattacher les machines industrielles à l'étalon de référence. Les paragraphes suivants traitent de ces différents étalons.

### 1.3.1. Sphères et cylindre étalon

Le défaut de rotation à une altitude donnée, dans la direction radiale, est réalisé en utilisant une sphère étalon généralement fabriquée en verre (Figure 4). Les défauts de forme d'une telle sphère sont souvent inférieurs à 30 nm. Pour contrôler la qualité du guidage linéaire vertical, on utilise un cylindre étalon dont le défaut de forme est généralement inférieur à 400 nm (Figure 4).



*Figure 4: sphère et cylindre étalons*

Le site officiel du Bureau International des Poids et Mesures (BIPM) ne publie aucune information concernant l'incertitude sur une mesure de cylindricité. En revanche, il publie des tableaux qui indiquent séparément les incertitudes associées à la mesure de circularités sur des sphères étalons et celles associées à la mesure de rectitudes sur des génératrices de cylindres étalons. [BIPM, 2013a][BIPM, 2013b].

Le Tableau 1 précise les valeurs d'incertitudes que garantissent 9 laboratoires nationaux sur la mesure de circularités de sphères étalons. Le Tableau 2 résume les incertitudes obtenues par 5 laboratoires nationaux sur la mesure de rectitudes de génératrices de cylindres étalons.

Pays (laboratoire)	Incertitude élargie (U) minimale (nm), k=2	Mode de calcul de l'incertitude : amplitude de l'écart de circularité R = 0.05 µm	Expression (voir site BIPM (Bureau International des Poids et Mesures)) $U=Q[a, b] = [a^2 + b^2]^{1/2}$
France (LNE)	50	Ne dépend pas de l'amplitude de l'écart de circularité	
G-B (NPL)	5		
USA (NIST)	12		
Allemagne (PTB)	6	Q[6, 10R]	
Finlande (MIKES)	10	Q[10, 10R]	
Italie (INRIM)	7	Q[7, 10R]	
Espagne (CEM)	17	Q[17, 14R]	
Suisse (METAS)	7	Q[7, 17R]	
Pays-Bas (VSL)	10	Q[10, 0.03R]	

*Tableau 1: incertitudes obtenues sur la mesure de **circularité** sur sphères étalons par 9 laboratoires nationaux [BIPM, 2013a]*

Pays (laboratoire)	Incertitude élargie (U) minimale, k=2	Mode de calcul de l'incertitude : Longueur de l'échantillon : L=50mm Amplitude de l'écart : S=0.1µm	Expression (voir site BIPM (Bureau International des Poids et Mesures)) $U=Q[a, b] = [a^2 + b^2]^{1/2}$
France (LNE)	110 nm	Ne dépend pas de l'amplitude de l'écart de rectitude	
Allemagne (PTB)	70 nm	Q[50, 10S, 0.4L] en nm	
Finlande (MIKES)	101 nm	Q[0.1, 0.0003L] en µm	
Suède (SP)	300nm	Q[0.3, 0.01S] en µm	
Pays-Bas (VSL)	401 nm	Q[0.4, 0.0006L] en µm	

*Tableau 2: incertitudes obtenues sur la mesure de **rectitude de génératrice** sur cylindre étalon par 4 laboratoires nationaux [BIPM, 2013b]*

Concernant le Tableau 1, la majorité des laboratoires annoncent des incertitudes qui dépendent de l'amplitude de l'écart de circularité. En conséquence, les incertitudes sont calculées suivant la formule annoncée dans la colonne de droite, en considérant une amplitude de défaut de 50 nm, valeur voisine de l'amplitude des écarts de circularité des sphères étalons. De façon similaire, l'incertitude associée à une mesure de rectitude d'une génératrice de cylindre est indiquée dans Tableau 2 en fonction de la hauteur du cylindre et de l'amplitude de l'écart de rectitude.

L'incertitude liée à la mesure de circularité et celle liée à la mesure de rectitude ne sont pas suffisantes pour déduire l'incertitude sur la mesure de cylindricité. En effet, la combinaison des mesures de circularité et de rectitude fait intervenir de nouveaux paramètres entachés d'incertitude. Ce point sera détaillé dans le chapitre 2.

Le projet « machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude » vise un saut important dans la mesure de cylindricité. L'objectif de cette réalisation est en effet d'atteindre un niveau d'incertitude inférieur à 10 nm sur tout le volume de mesure d'un cylindre. Ce



niveau de performance constitue un saut considérable en métrologie dimensionnelle en comparaison avec les résultats publiés sur le plan international.

### 1.3.2. Cylindre à méplat

Un cylindre à méplat est utilisé sur les appareils de mesure de forme cylindrique pour étalonner le palpeur de mesure pièce. Le principe est élémentaire. Il est décrit sur la Figure 5. Il s'agit de comparer la profondeur du méplat notée  $h$  à la valeur du méplat mesurée par le palpeur pièce notée  $h'$ . La comparaison pour des cylindres à méplat possédant différentes valeurs de  $h$  permet d'étalonner le palpeur pièce. L'opération d'étalonnage du palpeur pièce est généralement réalisée avec des cylindres à méplat de valeurs  $h$  de 1, 5, 10, 15 et 20  $\mu\text{m}$ .

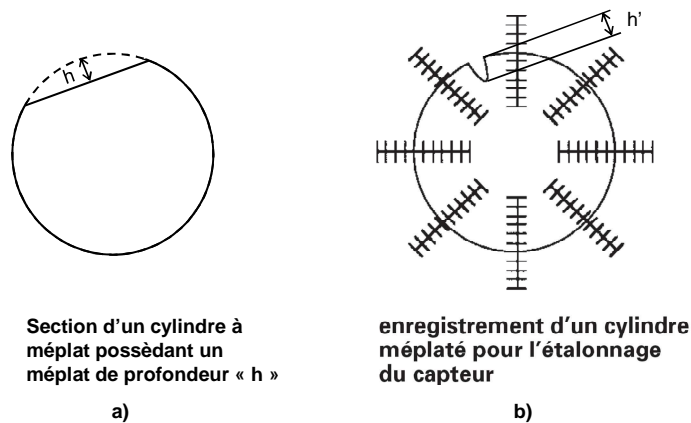


Figure 5: a) section d'un cylindre à méplat étalon b) enregistrement effectué par le palpeur pièce à étalonner (la figure b est issue de l'article « métrologie des surfaces » des techniques de l'ingénieur [Bouchareine, 2013])

### 1.3.3. Cylindre à onde multiple

Les machines de mesure de formes appliquent un filtre passe bas sur les valeurs enregistrées. Il existe différents types de filtres comme les filtres gaussiens [ISO 16610-21, 2012] ou les filtres splines [XP ISO / TS 16610-32, 2012]. Le plus utilisé est le filtre normalisé Gaussien dit aussi filtre à phase correcte car il n'introduit pas de déphasage. Dans le cas des défauts de forme, ce filtre permet d'éliminer les écarts de courtes périodes spatiales, limités par un paramètre appelé longueur d'onde de coupure (exprimé en mm) ou par un paramètre équivalent qui correspond à une fréquence spatiale de coupure exprimée en ondulation par tour. Les cylindres à ondes multiples qui comportent des ondulations dont l'amplitude et la fréquence spatiale sont connues permettent de tester le comportement de ce filtrage proposé en standard dans les logiciels. La Figure 6 présente un cylindre à ondes multiples ainsi que sa mesure.

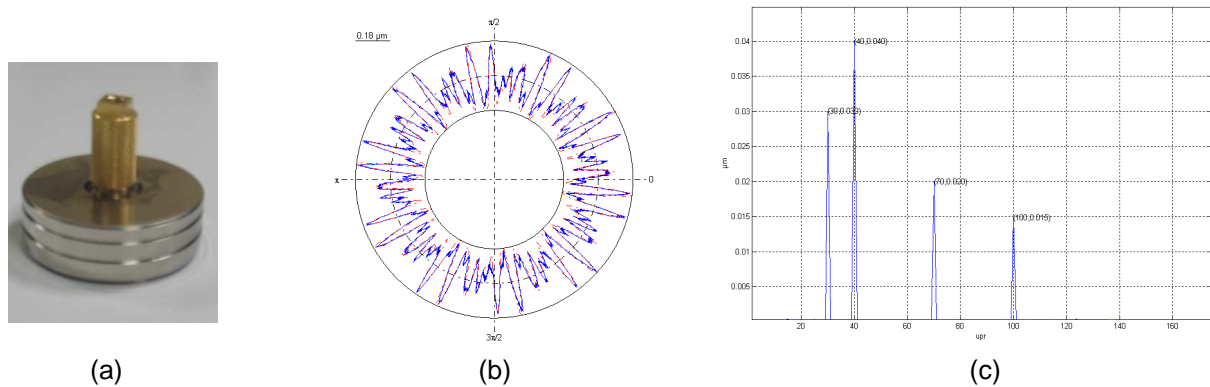


Figure 6: (a) cylindre à ondes multiples (b) mesure d'une circularité (c) analyse fréquentielle du profil de circularité

### 1.4. Définition d'une mesure de forme

Suivant la définition de [Bouchareine, 2013] « on appellera écarts de forme les écarts de la surface réelle localement lissée, par rapport à la surface idéale. On appellera rugosité les écarts par rapport à une surface lisse mais qui suit les écarts de forme de la surface réelle. Et entre les défauts de rugosité qui ne prennent en compte que les défauts de courtes périodes spatiales [...] écarts de forme [...], on distingue ce que l'on appelle l'ondulation (en anglais « waviness ») qui rassemble les défauts dont les périodes spatiales sont comprises entre quelques centaines de micromètres et quelques millimètres. Rugosité et ondulation traduisent ce que l'on appelle l'état de surface. ». La Figure 7 illustre les notions de d'écart de forme, d'ondulation et de rugosité. Ces trois notions sont utilisées pour caractériser la géométrie des surfaces.

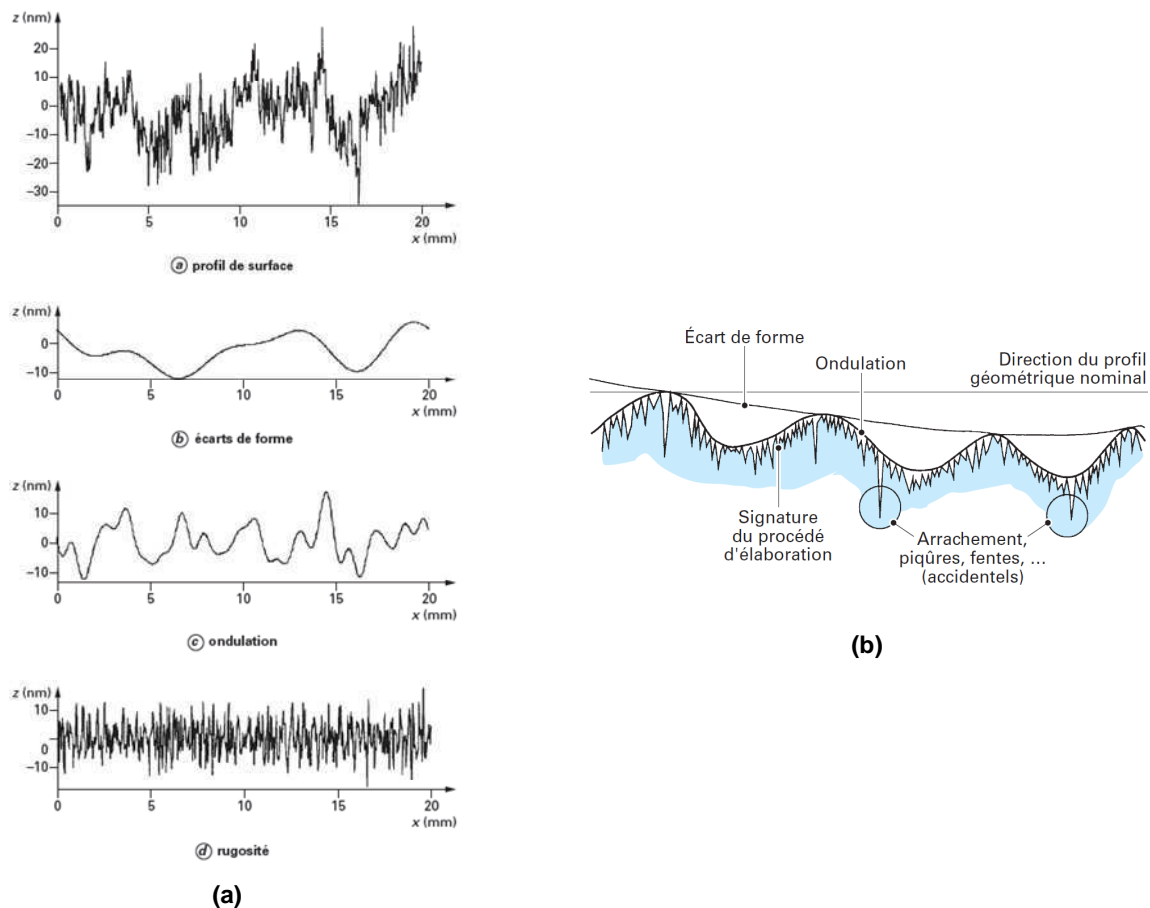


Figure 7: Profil complet, écarts de forme, ondulation et rugosité d'une surface enregistrés sur une ligne, (a) [Bouchareine, 2013] (b) [Bonzom et al., 2013].

## 2. Définitions relatives à la cylindricité

### 2.1. Description des pièces cylindriques :

Pour définir la notion de cylindricité nous nous appuyerons sur les normes « NF EN ISO 12180-1 » et « NF EN ISO 12180-2 » publiées en juin 2011.

#### 2.1.1. Ecart de Cylindricité : définition

Intuitivement, la cylindricité d'une pièce caractérise le lien entre sa forme réelle et la forme d'un cylindre parfait. Il est nécessaire d'introduire quelques termes complémentaires pour préciser cette notion :

- La description de la propriété de cylindricité fait appel à la notion de surface extraite qui est définie dans la norme ISO 12180-1 comme étant: « la *représentation numérique de la surface réelle* ». Dans le cas du cylindre, on parlera de surface de cylindricité. La Figure 8 présente une surface de cylindricité.

- On définit le cylindre de référence comme étant le « *cylindre associé s'ajustant selon des conventions spécifiées à la surface de cylindricité* » [ISO 12180-1, 2011]. Le terme « *conventions spécifiées* » désigne ici la méthode d'extraction du cylindre de référence à partir de la surface de cylindricité. On pourra par exemple envisager une méthode de type moindres carrés. Dans ce cas on parlera de cylindre de référence aux moindres carrés. La Figure 8 présente un cylindre de référence aux moindres carrés.
- Le concept de cylindre de référence permet d'introduire la notion d'écart local de cylindricité. L'écart local de cylindricité est « *l'écart, perpendiculaire au cylindre de référence, entre un point sur la surface de cylindricité et le cylindre de référence* » [ISO 12180-1, 2011]. La Figure 8 illustre ce concept d'écart local de cylindricité.

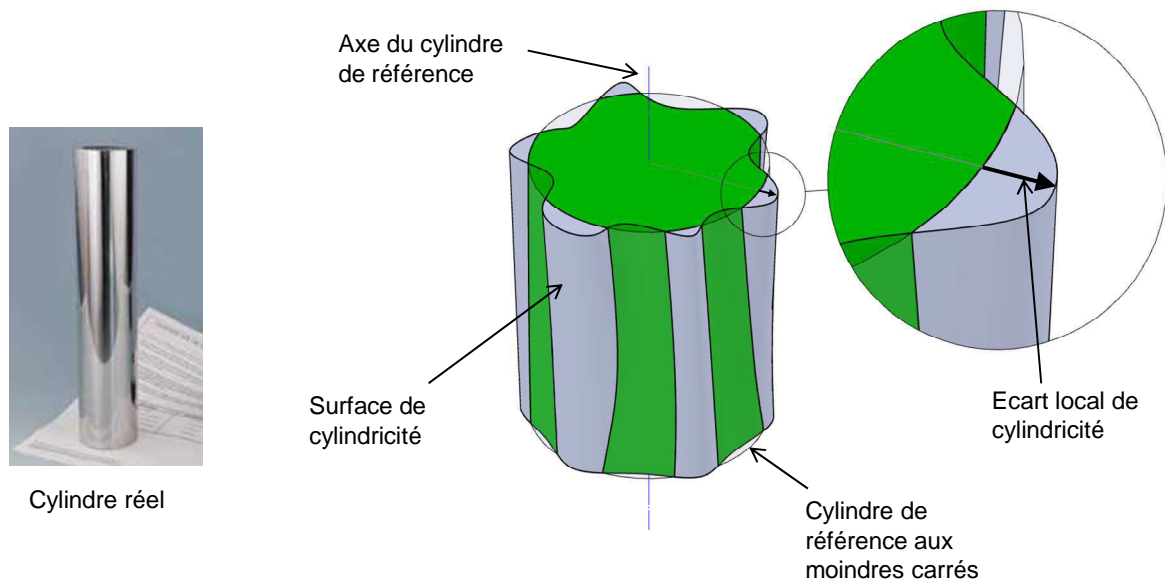


Figure 8: définitions issues de la norme ISO 12180-1

La mesure de cylindricité pour une pièce donnée correspond à la détermination de **l'écart local de cylindricité en tout point de la pièce**. Le résultat recherché est la **carte des écarts par rapport à un cylindre de référence**.

### 2.1.2. Tolérance de cylindricité

Dans le cadre de notre projet nous employons le terme de cylindricité pour désigner l'écart local de cylindricité en tout point de la pièce. Le terme « cylindricité » doit être distingué de la « tolérance de cylindricité » défini dans la norme ISO 1101 publiée en 2006 [ISO 1101, 2006]. La Figure 9 illustre le concept de tolérance de cylindricité.

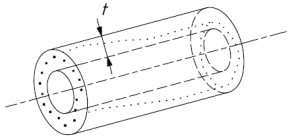
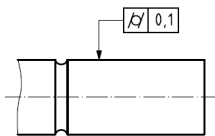
Symbole	Définition de la zone de tolérance	Indication et explication
$\varnothing$	<p><b>18.4 Tolérance de cylindricité</b> (voir ISO/TS 12180-1 et l'ISO/TS 12180-2)</p> <p>La zone de tolérance est limitée par deux cylindres coaxiaux ayant une différence de rayons de <math>t</math>.</p>  <p>Figure 68</p>	<p>La surface cylindrique extraite (effective) doit être comprise entre deux cylindres coaxiaux ayant une différence de rayons de 0,1.</p>  <p>Figure 69</p>

Figure 9: tolérance de cylindricité [ISO 1101, 2006]

La norme citée précise que « la cylindricité d'un élément tolérancé isolé est jugée correcte lorsque l'élément est compris entre deux cylindres coaxiaux dont la différence des rayons est au plus égale à la valeur de la tolérance spécifiée. La position des axes de ces cylindres et la valeur de leurs rayons doivent être choisies de façon que la différence de rayons entre les deux cylindres coaxiaux soit minimale ». On désigne souvent dans la littérature ces cylindres par le terme « cylindres de la zone minimale ».

La différence des deux rayons n'est pas la cylindricité, mais plutôt un paramètre de cylindricité permettant de juger la conformité d'une pièce vis-à-vis de son tolérancement.

### 2.1.3. Identification des défauts

L'écart de cylindricité peut être décomposé en écarts de cylindricité simple. On distingue trois types d'écart de cylindricité simples qui sont illustrés dans la Figure 10. Cette décomposition est présentée dans l'annexe B de la norme NF EN ISO 12180-1. D.Whitehouse dans son ouvrage, consacré à la mesure des surfaces [Whitehouse, 2002], décrit de manière similaire les trois types d'écart de forme.

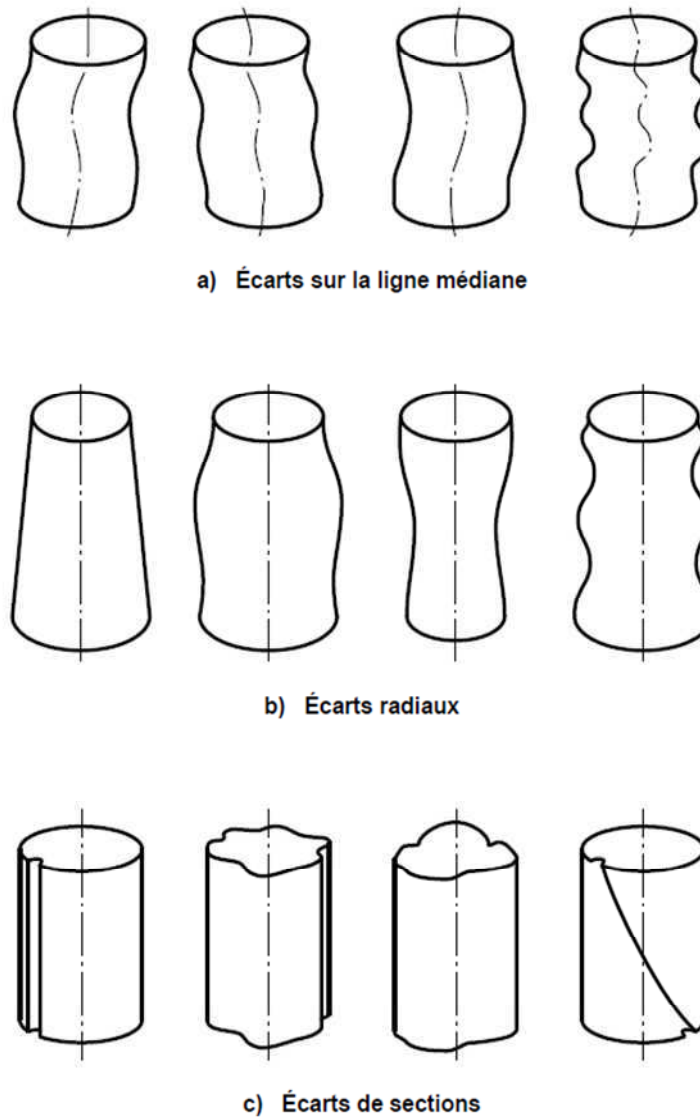


Figure 10: trois familles d'écart de forme de cylindricité [ISO 12180-1, 2011]

Les écarts simples définis sur la Figure 10 font appels à la notion de ligne médiane, de rayon local et de profil de circularité. Ces notions sont illustrées dans la Figure 11 et la Figure 12. Le rayon local est défini dans la norme [ISO 12180-1, 2011] comme étant le « *rayon d'un cercle de référence associé à un profil de circularité extrait dont la section droite est perpendiculaire à l'axe du cylindre des moindres carrés* ».

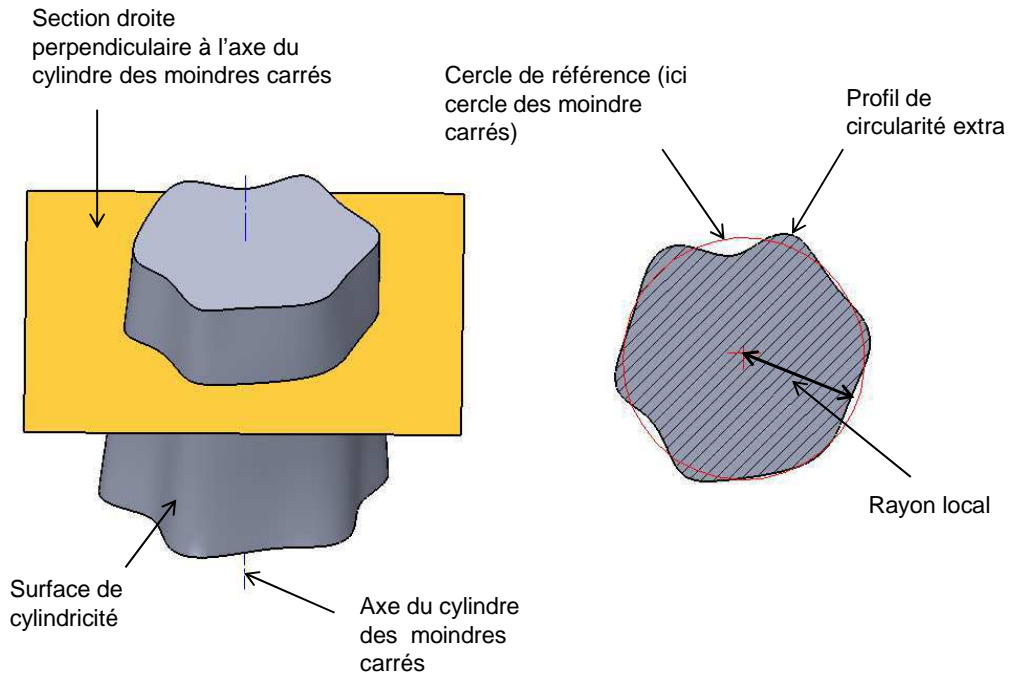


Figure 11: définitions rattachées à la mesure de cylindricité

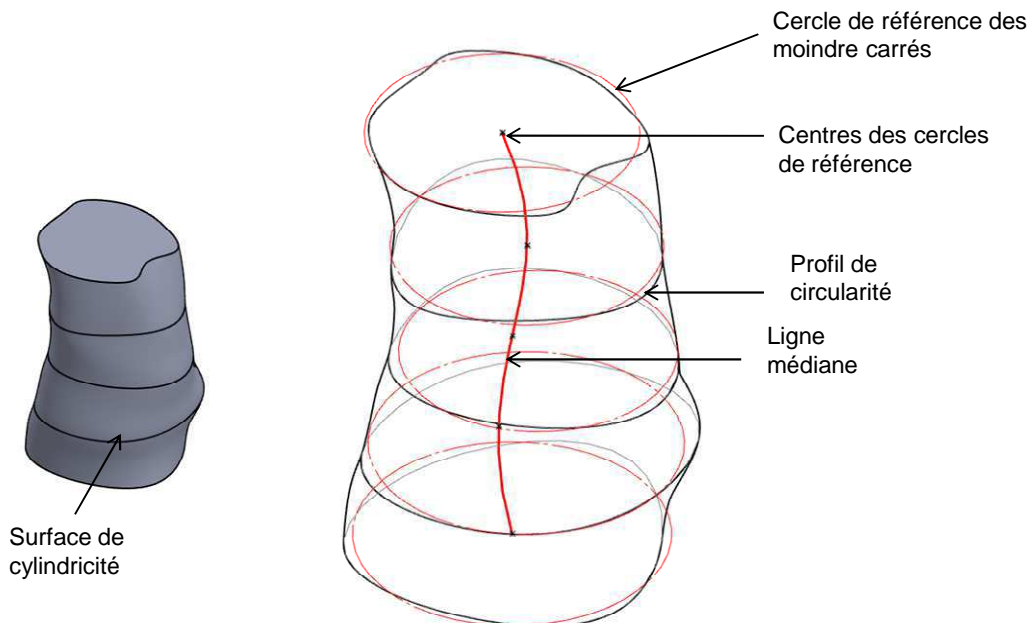


Figure 12: ligne médiane

Les définitions associées aux écarts de cylindricité simples seront utilisées dans le chapitre 2 pour décrire les architectures des machines conventionnelles de mesure de cylindricité. En revanche la nouvelle machine que nous avons développée dans le cadre de ce travail permet d'accéder directement au défaut de cylindricité des pièces à mesurer dans sa définition la plus générale évoquée dans la section 2.1.1 comme **carte des écarts par rapport à un cylindre de référence**. Par conséquent, la décomposition en écarts simples n'intervient pas dans notre

processus de mesures pièces ; elle pourra cependant intervenir dans un traitement ultérieur appliqué sur la carte des écarts issue de la mesure.

Nous utiliserons la notion de décomposition dans le chapitre 3 qui décrit la phase d'étalonnage de notre machine.

### **3. Cahier des charges de la nouvelle machine**

#### **3.1. Incertitude et volume de mesure**

La définition des objectifs en termes d'incertitudes de mesure pour ce nouvel équipement de mesure de cylindricité de référence peut être délicate. Au vu des applications précisées au début de ce chapitre, l'incertitude visée devrait être « la plus faible possible ».

Malgré cela, suite à l'étude des applications prévues pour le nouvel équipement, un ordre de grandeur de l'incertitude visée peut être donné : la machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude vise un niveau d'incertitude de l'ordre de 10 à 20 nm sur tout le volume de mesure. Le volume de mesure est un cylindre d'un diamètre de 300 mm et d'une hauteur de 150 mm. Les pièces à mesurer seront limitées aux pièces de révolution.

#### **3.2. Palpeur pièce**

La machine devra pouvoir accepter différentes technologies de capteur pièce afin de s'adapter aux différentes pièces à mesurer. Par ailleurs, cela permettra d'adapter la machine aux nouvelles technologies de capteur.

Dans le cadre du projet de thèse, nous ne développerons pas de structure spécifique pour le capteur pièce. En revanche, nous prévoyons une interface mécanique pour faciliter l'intégration des futurs capteurs.

#### **3.3. Densité des points de mesure**

Le nouvel équipement doit pouvoir assurer :

- Un pas d'acquisition angulaire suffisamment fin : incrément angulaire inférieur à  $0,1^\circ$ .  
La norme impose 3600 points minimum [ISO 12181-2, 2011]
- Une incertitude de positionnement angulaire des génératrices de l'ordre de  $0,01^\circ$ ,
- Un pas d'acquisition vertical de  $10\text{ }\mu\text{m}$  [ISO 12780-2, 2009]
- Une incertitude de positionnement des sections de mesure de circularité de l'ordre de  $1\text{ }\mu\text{m}$ .



### **3.4.Principe d'architecture**

Le nouvel équipement, développé au cours de cette thèse, intègre la technique de structure métrologique dissociée appelée « DMT » par J.M. DAVID [David, 1991]. Cette technique a déjà été éprouvée dans plusieurs réalisations du Laboratoire National d'Essais : plateau pivotant de très haute précision [Leleu, 2000], table croisée nanométrique [Lahousse et al., 2005]. La DMT permet de s'affranchir des défauts de guidage qui limitaient jusqu'alors la précision des machines de mesure de cylindricité. Plus exactement, l'architecture DMT permet de substituer à l'incertitude liée aux liaisons mécaniques, l'incertitude liée aux capteurs qui est bien plus faible.

# **Chapitre 2**

## **Machines de mesure de forme.**

### **Vers une architecture optimisée pour un nouvel équipement de référence**

Ce chapitre présente une analyse des équipements existants de mesure de forme développés soit par des industriels soit par des instituts nationaux de métrologie. Cette analyse nous permet d'aboutir à la définition d'une architecture optimisée d'une nouvelle machine. La réalisation de cet équipement fera l'objet du Chapitre 5.

La première partie de ce chapitre est centrée sur une étude critique des équipements existants. Nous détaillons leur architecture, leur mode d'étalonnage et leur niveau d'incertitude.

La seconde partie présente les concepts sur lesquels nous nous appuierons afin d'optimiser l'architecture de notre nouvel équipement.

#### **1. Analyse d'équipements conventionnels de mesure de cylindricité**

##### **1.1. Architecture des machines de mesure de cylindricité**

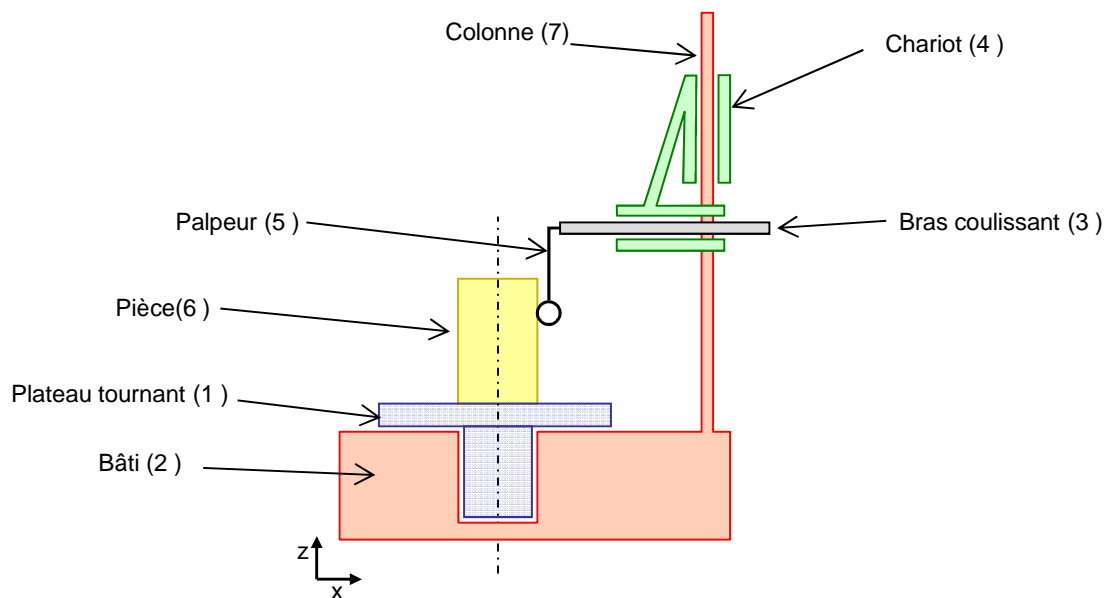
###### **1.1.1. Principe des machines à pièce tournante**

Le principe de ces machines consiste à animer la pièce à mesurer d'un mouvement de rotation et de suivre sa surface avec un palpeur immobile. Ce principe est adopté par un grand nombre de constructeurs pour des machines conventionnelles de mesure de forme tels que Mahr [Mahr, 2013a], Mitutoyo [Mitutoyo, 2013], Taylor-Hobson [Taylor Hobson, 2013a], Kosaka [Kosaka, 2013]. La mesure consiste dans ce cas à comparer la forme de la pièce à un mouvement, généralement de très haute qualité. La Figure 13 montre l'exemple d'une machine réalisée selon ce principe.



*Figure 13: Exemple de machine de mesure de forme conventionnelle : Mitutoyo (RA-H5200)*

L'architecture de ce type de machine est décrite dans la Figure 14 .



*Figure 14 : Schéma cinématique d'une machine conventionnelle*

Dans le cas de pièces de révolution, le balayage de la surface à mesurer est réalisé par l'intermédiaire de 3 liaisons et de 4 solides mis en série:

- une liaison pivot entre le plateau tournant (1) et le bâti (2)
- dans un plan radial un balayage 2D est réalisé grâce à deux liaisons glissières en série. La première liaison, entre la colonne (7) et le chariot mobile (4), permet de parcourir l'axe vertical alors que la deuxième liaison, entre le chariot mobile (4) et le bras (3), permet de parcourir l'axe horizontal.

Des références de déplacement de type codeur ou règle permettent un repérage des coordonnées des déplacements. Le palpeur mesurant (5) en contact avec la pièce à mesurer (6) complète l'ensemble.

### 1.1.2. Principe des machines à palpeur tournant

L'architecture décrite précédemment correspond à la configuration la plus répandue des machines de mesure de cylindricité. Il existe cependant un autre type d'architecture dit à palpeur tournant.

Pour cette deuxième configuration, la pièce est fixée au bâti et c'est le palpeur qui est déplacé pour balayer la surface de la pièce. La Figure 15 présente une photographie du Talyrond 73 qui est basé sur ce principe.

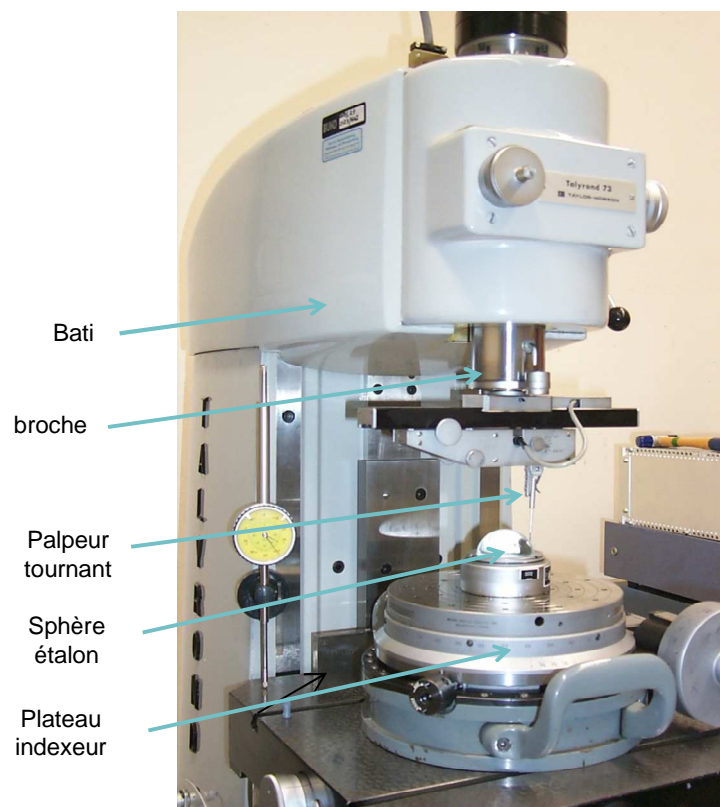


Figure 15: exemple de machine à palpeur tournant: Talyrond 73 [Jusko et al., 2008]

### 1.1.3. Comparaison des deux types d'architecture

David Whitehouse a détaillé dans [Whitehouse, 2002] les différences entre ces deux configurations illustrées par la Figure 16 :

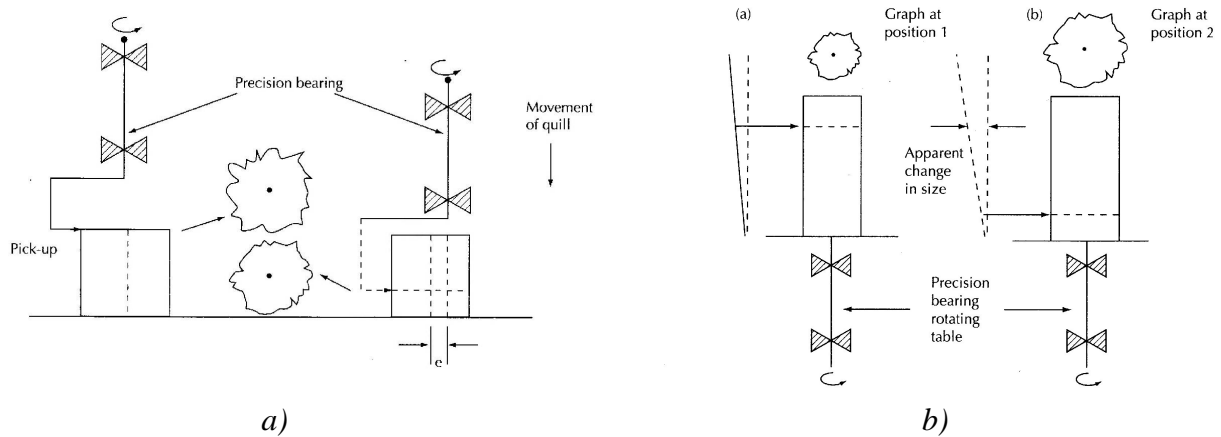


Figure 16 : a) palpeur tournant b) pièce tournante [Whitehouse, 2002]

La première, représentée sur la Figure 16 (a), est une machine à palpeur tournant. La translation verticale du palpeur n'a pas d'effet sur l'évaluation de la variation des diamètres. En revanche, elle a pour effet de créer une excentration - notée « e » sur la Figure 16 (a) - de la pièce par rapport à l'axe de rotation du palpeur. Cela a pour conséquence de générer un décalage entre les différents profils de circularité étagés.

La deuxième architecture de machine possible, présentée sur la Figure 16 (b), est celle à pièce tournante. Dans ce cas, les défauts de rectitude du mouvement de translation verticale du palpeur, ainsi que le défaut de parallélisme entre cette translation et l'axe de rotation de la broche, se traduisent par des variations de diamètres. En revanche, les profils de circularité étagés sont bien positionnés les uns par rapport aux autres.

Ces deux configurations de machine ne permettent pas d'obtenir une mesure des variations de diamètre correcte associée à un calage des profils de circularité étagés.

Les machines de mesure de cylindricités industrielles sont principalement basées sur une architecture à pièce tournante. Cela s'explique par le fait que les mesures de forme, de coaxialité ou d'excentricité sur des pièces de révolution sont aujourd'hui privilégiées par rapport à la mesure de variation de diamètre. Dans la suite, nous nous concentrerons sur l'analyse de ces machines à pièce tournante.

## 1.2. Analyse des équipements conventionnels : la chaîne métrologique

Le raisonnement qui va nous permettre d'identifier les sources d'incertitude s'appuie sur le concept de « chaîne métrologique ». La chaîne métrologique est définie comme étant une ligne conceptuelle qui passe au travers de l'ensemble des solides, des capteurs, des liaisons de la machine. Elle détermine le repérage de la position de l'outil ou du palpeur par rapport à la

pièce [S. T. Smith, 1992][Slocum, 1992][Leach, 2009]. Toute modification dimensionnelle non maîtrisée de la chaîne métrologique impacte directement l'incertitude de mesure finale. Le concept de « chaîne métrologique » constitue donc un outil essentiel d'analyse des équipements. Il permet de cibler les sources d'incertitude associées à la mesure.

Dans la suite, afin de faire un inventaire des sources d'incertitude pour les machines conventionnelles de mesure de cylindricité, nous identifions la chaîne métrologique de l'architecture décrite précédemment pour une machine à pièce tournante (Figure 17).

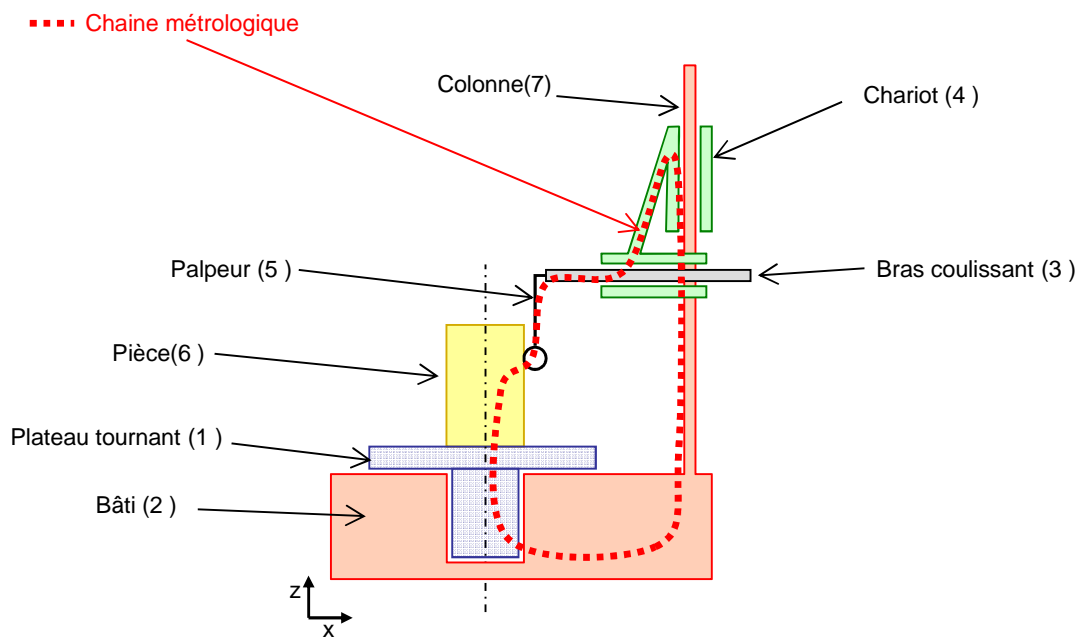


Figure 17: identification de la chaîne métrologique

La chaîne métrologique traverse la pièce à mesurer puis le plateau tournant (1). La chaîne métrologique traverse ensuite le bâti (2), remonte dans la colonne (7) et passe par la glissière entre le chariot vertical (4) et la colonne (7). La chaîne métrologique rejoint ensuite le bras coulissant horizontal (3) par l'intermédiaire de la glissière entre le chariot (4) et le bras coulissant (3). Le palpeur pièce (5) est le dernier élément traversé par la chaîne métrologique (Figure 17).

On observe que cette machine présente une structure de type chaîne « série ». Les structures à architecture série sont en effet constituées d'une succession de solides reliés par des liaisons paramétrables capables chacune de générer des mouvements relatifs entre deux solides. Ce type d'architecture est très répandu. Il est classiquement utilisé pour la plupart des machines à mesurer tridimensionnelles et des machines-outils.

## 1.3. Incertitudes liées aux déformations de la chaîne métrologique

### 1.3.1. Classification des sources de perturbation

Les variations dimensionnelles de la chaîne métrologique sont à l'origine de l'erreur de mesure. Nous présentons dans la suite les sources de perturbation suivant la nature de l'erreur qu'elles génèrent. Cette classification se justifie par les principes de correction d'erreur qui seront détaillés au paragraphe 1.3.3.

L'erreur de mesure est constituée d'une composante systématique et d'une composante aléatoire :

- L'erreur systématique est définie dans le VIM [BIPM, 2012] comme la « *composante de l'erreur de mesure qui, dans des mesurages répétés, demeure constante ou varie de façon prévisible* ».
- L'erreur aléatoire, quant à elle, est définie comme « *la composante de l'erreur de mesure qui, dans des mesurages répétés, varie de façon imprévisible* ».

Le concept de « décrivabilité » vient compléter cette classification [Coorevits et al., 1993]. Une erreur sera dite « *décrivable* » s'il est possible de l'enregistrer et de la coder par les moyens industriels actuels. Par exemple, les défauts des références métrologiques (codeurs, règles, interféromètres) qui n'ont pas un caractère aléatoire peuvent présenter des variations rapides et irrégulières difficilement modélisables mathématiquement et nécessitant une quantité de données et des moyens rédhibitoires. Le schéma de la Figure 18 résume cette classification.

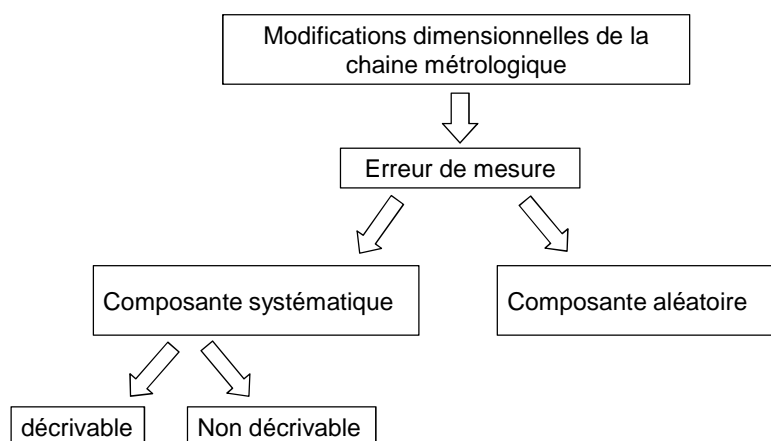


Figure 18: Classification des erreurs de mesures

### 1.3.2. Causes de l'erreur systématique

Les variations dimensionnelles de la chaîne métrologique à l'origine de l'erreur de mesure systématique décrit par Leleu [Leleu, 2000] sont causées par :

- les défauts des systèmes de lecture associés aux liaisons. Les règles de lecture associées aux liaisons glissières permettent par exemple un repérage des positions des chariots mobiles. L'erreur de lecture est dans ce cas liée aux défauts des étalons de longueur utilisés par les règles ainsi qu'aux défauts des systèmes d'interpolation. Les codeurs rotatifs possèdent des défauts similaires.
- les défauts de mouvements liés à la forme des surfaces de guidage. L'imperfection des solides constitutifs des liaisons mécaniques provoque des mouvements parasites qui ne sont pas pris en compte par les systèmes de lecture associés à la liaison. Par exemple les mouvements de roulis, de lacet et de tangage d'un chariot d'une liaison glissière génèrent une erreur aux points de mesure d'amplitude proportionnelle au bras de levier.
- les défauts de position relative entre mouvements. La description de ces défauts se base sur la définition de la notion « d'axe de mouvement ». Il s'agit de définir pour chaque guidage un axe moyen de déplacement qui tient compte des défauts propres du mouvement. Il faut dans ce cas préciser la méthode de calcul utilisée. On peut alors parler d'erreur de position relative entre les axes de mouvement telle que l'erreur de perpendicularité entre deux axes de translation d'une MMT (machine à mesurer tridimensionnelle) ou l'erreur de parallélisme entre l'axe de rotation du plateau et l'axe de translation de la colonne d'une machine de mesure de forme.
- les défauts liés aux déformations élastiques de la structure sous l'influence d'efforts parfaitement maîtrisés et répétables. L'action du poids des différents éléments déforme la structure.

### 1.3.3. Correction de l'erreur systématique

#### 1.3.3.1. Correction mécanique

On peut voir sur la Figure 19 (a), que la sortie du bras horizontal entraîne une flexion de ce dernier sous l'effet de son propre poids ainsi qu'une flexion de la colonne. Nous constatons alors une plongée du palpeur. La flexion de la colonne sera d'autant plus importante que le bras est en position de sortie et que le chariot est en position haute (Figure 19 (b)).



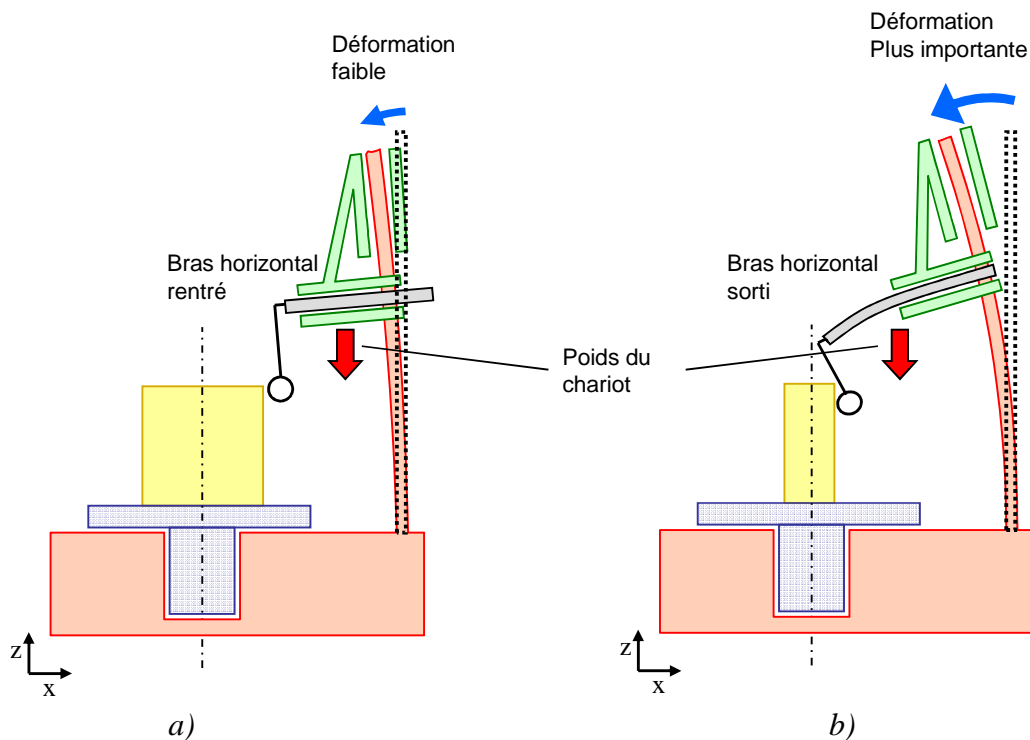


Figure 19: Flexion de la colonne sous l'effet du poids du chariot.

L'art des constructeurs de machines outils a conduit à réaliser des glissières dont la forme corrige les déformations liées au poids : on parlera d'une « fausse glissière » [Lahousse, 2005]. Le potentiel de cette méthode reste cependant limité car la correction de la glissière dépend uniquement de la position du chariot mobile. Or, comme indiqué dans l'exemple décrit sur la Figure 19, la correction doit dépendre de l'altitude du chariot et de la sortie du bras. Cette double dépendance ne peut donc être réalisée par la seule fonction de forme de la glissière.

Certaines machines de mesure étaient équipées d'une structure auxiliaire qui permettait de supporter le poids des éléments mobiles. Ces machines étaient complexes à mettre en œuvre et à maintenir. Pour ces raisons, la correction mécanique a fait place à la correction logicielle moins coûteuse et plus simple à mettre en œuvre [Leleu, 2000].

### 1.3.3.2. Correction informatique

La correction logicielle consiste à corriger les valeurs fournies par une machine à mesurer à l'aide d'une table ou d'une matrice de correction. Cette table (ou matrice) est obtenue par un étalonnage préliminaire de l'instrument. Thomson décrit la correction logicielle des erreurs répétables d'une broche [Thompson, 1982].

Dans le cas d'une machine à mesurer unidimensionnelle une table de correction à une dimension pour chaque mouvement est suffisante. En revanche, dans le cas d'une machine à mesurer plus complexe, telle que la machine décrite sur la Figure 19, il est nécessaire d'établir une table de correction à deux variables.

Est-il alors possible de corriger la totalité de l'erreur systématique ? Leleu précise dans [Leleu, 2000] que la correction logicielle « *s'arrête là où l'on ne sait plus **décrire** et coder de façon industrielle le phénomène en cause. Cette capacité de correction se juge donc plus sur des critères de faisabilité industrielle que sur la stricte possibilité de modélisation et le caractère répétable des erreurs* ».

Il est par exemple difficile d'envisager la correction du défaut d'interpolation de codeurs pourtant répétables. Ce défaut possède des variations de haute fréquence spatiale ce qui nécessite une grande quantité d'information. Bien que les avancées actuelles en termes d'acquisition et de stockage de données repoussent les limites de la correction logicielle, l'acquisition de défauts possédant des variations très rapides comporte des limites.

### **1.3.4. Causes de l'erreur aléatoire**

Les variations dimensionnelles de la chaîne métrologique à l'origine de l'erreur de mesure aléatoire sont causées par :

- les défauts non-répétables des systèmes de guidage. Ces défauts peuvent être liés au manque de rigidité des guidages, ainsi qu'à la présence de jeux. Sous l'effet du changement de la direction des forces de frottement, d'usure, ou plus simplement des efforts transmis par la liaison, les guidages peuvent être le siège de mouvements parasites. Le cas particulier des guidages sur éléments roulants pose la question de la position de ces éléments. Pour un roulement à billes par exemple, la position angulaire de la bague intérieure n'est pas associée à une configuration unique des billes. La configuration des billes est dans ce cas à l'origine d'une incertitude de position.
- les dilatations thermiques. Bien qu'il soit possible de réguler la température du local contenant une machine à mesurer, des fluctuations de température des composants de la structure métrologique sont inévitables. Aussi bien les actionneurs, les systèmes de transformation de mouvement, que les systèmes d'acquisition constituent des sources de chaleur. Leurs fonctionnements n'étant pas continus, on ne peut donc espérer atteindre un régime stationnaire. Les dilatations qui en résultent sont autant de sources de perturbations.
- l'effet des vibrations. La source des vibrations peut être externe ou interne à la machine. Les systèmes de transformation de mouvement tels que les réducteurs constituent des sources de vibration interne à la machine. Les guidages à air possèdent un faible amortissement et ils sont par conséquent particulièrement sensibles à ce phénomène.

### **1.3.5. Correction de l'erreur aléatoire**

Il est impossible de pratiquer une correction mécanique ou logicielle telle que celle mise en place dans le cas d'erreurs systématiques. La nature variable et imprévisible des phénomènes responsables de l'erreur aléatoire ne permet pas d'établir une table de correction.

La seule possibilité de correction envisageable pour les phénomènes aléatoires, est de déterminer une correction variable basée sur une évaluation en temps réel ou quasi-temps réel des causes des erreurs. Cela nécessite :

- de pouvoir évaluer convenablement et rapidement les perturbations.
- d'être capable d'établir une relation de cause à effet entre les perturbations et l'erreur de mesure.

On peut par exemple imaginer effectuer une mesure fine de la température de l'ensemble de la machine puis modéliser l'effet des variations de la température sur la géométrie de la chaîne métrologique. Outre la complexité que cela peut représenter, il est en pratique impossible de mesurer suffisamment finement la température de l'ensemble d'une machine complexe. Pour les vibrations le constat est similaire. Dans le cas des liaisons mécaniques, il est parfois même impossible d'envisager la mesure des perturbations : il n'est pas possible par exemple d'évaluer en continu ou de prédire la position des billes d'un roulement à billes ou encore l'usure des surfaces en contact dans une liaison glissière.

## **1.4. Incertitude liée aux palpeurs pièce : l'effet de déport**

### **1.4.1. Définition générale**

Dans le cas d'une machine de mesure de cylindricité, la variation du décalage entre l'axe du capteur et la génératrice de la pièce cylindrique – décalage que l'on appellera déport - est une source potentielle d'erreur de mesure. Cette disposition est décrite sur la Figure 20.

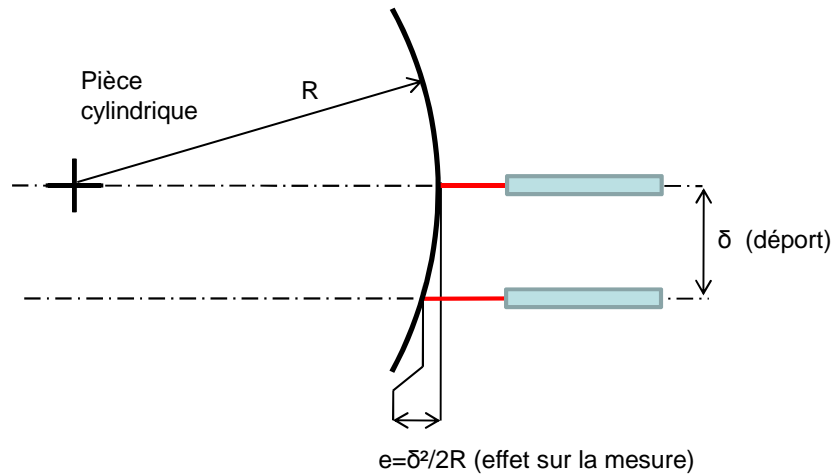


Figure 20: Effet du déport

Il est possible de relier la valeur du déport - notée «  $\delta$  » sur la Figure 20 – à son effet sur la mesure noté «  $e$  » dans le cas d'une mesure ponctuelle par la relation (2.1)

$$e(\delta) = R - \sqrt{R^2 - \delta^2} \quad (2.1)$$

Dans la pratique, la valeur du déport est très inférieure à celle du rayon de la pièce ( $R \gg \delta$ ), même pour les pièces de faibles diamètres. La relation (2.1) peut dans ce cas être simplifiée :

$$e(\delta) = \frac{\delta^2}{2R} \quad (2.2)$$

L'erreur de mesure causée par un déport non maîtrisé est d'autant plus grande que le rayon de la pièce cylindrique est faible. Pour la mesure d'un cylindre de diamètre 6 mm par exemple, le fait d'écarter latéralement le point de mesure de 2.5  $\mu\text{m}$  entraîne une erreur de 1 nm sur l'évaluation du défaut de forme de la surface à mesurer.

Il est possible de s'affranchir du phénomène de déport en utilisant une touche large. La touche peut être réalisée à partir d'un cylindre ou d'une sphère de grand diamètre par rapport au diamètre du cylindre à mesurer. Cette disposition, illustrée sur la Figure 21, présente l'inconvénient de se traduire par un filtrage « mécanique » qui empêche la mesure des défauts d'ondulations de courtes périodes spatiales.

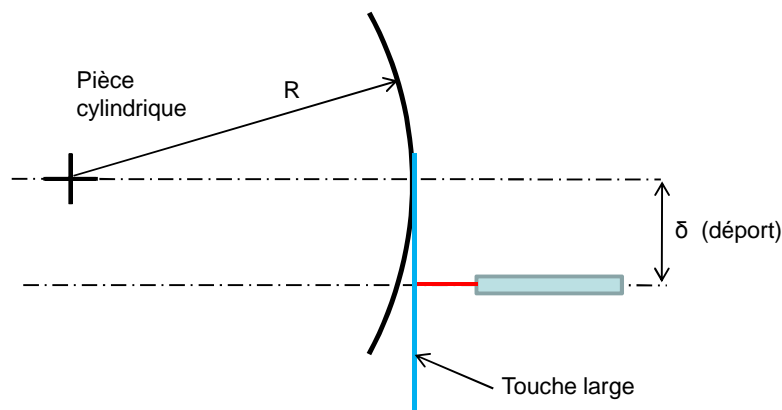


Figure 21: suppression de l'effet du déport grâce à une touche large

### 1.4.2. Causes du déport

Les machines de mesure de cylindricité peuvent être le siège de trois cas de déport :

- Déport stationnaire  
Le déport stationnaire est causé par un défaut de mise en position du capteur par rapport à l'axe de rotation de la machine. Dans ce cas la valeur du déport est constante et le résultat de la mesure de forme demeure par conséquent inchangé.
- Déport lié à l'excentration de la pièce  
Le centrage de la pièce par rapport à l'axe de rotation du plateau tournant est réalisé de manière imparfaite. Cette excentration est à l'origine d'un phénomène de déport variable qui dépend de la position angulaire de la pièce. Ce déport se traduit par une erreur d'ordre 2 sur l'estimation du profil de circularité (ovalisation).
- Déport lié au défaut de rotation de la broche  
Le défaut de mouvement de la broche est aussi à l'origine d'un phénomène de déport variable en fonction de la position angulaire de la pièce.

Le déport stationnaire – à condition d'un étalonnage du palpeur adapté – n'a pas d'influence sur la mesure de forme. Par conséquent, nous traiterons seulement les déports liés à l'excentration de la pièce et au défaut de mouvement de la broche.

#### 1.4.2.1. Déport lié à l'excentration de la pièce

Dans le repère machine, l'excentration de la pièce provoque une translation de la pièce lors de sa rotation. Cette translation peut être décomposée suivant deux directions : la première est portée par l'axe du capteur noté  $x$  alors que la deuxième est portée par une direction

perpendiculaire noté  $y$ . Le déport est la composante suivant  $y$  de la translation. La valeur de la variation du déport dépend de la qualité du centrage réalisé. Le schéma de la Figure 22 décrit l'effet d'un déport lié à l'excentration pièce :

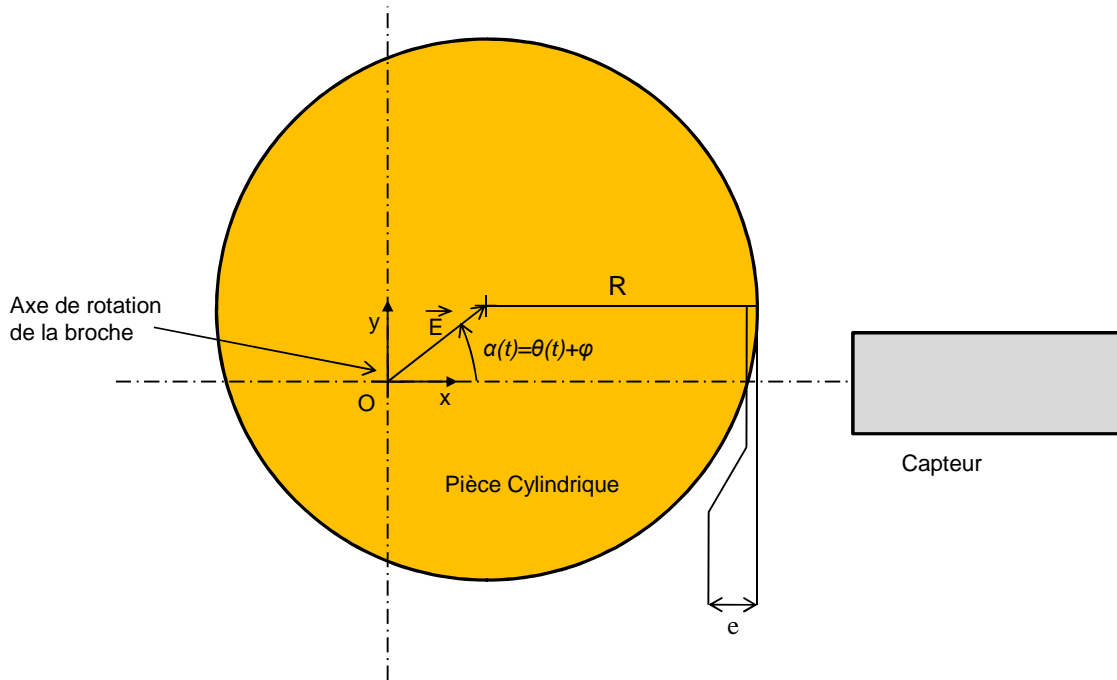


Figure 22: excentration de la pièce

La pièce est en rotation autour de O. L'excentration de la pièce est notée « E ». L'angle  $\alpha(t)$  est la somme d'un déphasage du vecteur excentration  $\mathbf{E}$  à  $\theta(t) = 0^\circ$  notée  $\varphi$  et de l'angle tournant  $\theta(t)$ . Il est possible de relier l'excentration de la pièce et sa position définie par l'angle «  $\alpha$  » à l'effet du déport noté « e » :

$$e(\alpha) = R - \sqrt{R^2 - (E \sin \alpha)^2} \quad (2.3)$$

En pratique, on procède sur toutes les machines de mesure de forme de révolution à un dégauchissage-centrage de la pièce. La valeur de « E » est donc toujours très inférieure à celle de R ( $E \ll R$ ). La relation (2.3) peut être simplifiée sur la base de cette hypothèse réaliste :

$$e(\alpha) = \frac{(E \sin \alpha)^2}{2R} \quad (2.4)$$

Il devient possible de corriger l'effet du déport à partir de la connaissance de l'excentration de la pièce, de son rayon et de sa position angulaire. L'excentration de la pièce peut être évaluée à partir de la mesure du premier ordre.

Il est utile de rappeler l'estimation de l'ordre de grandeur de l'effet du déport : pour la mesure d'un cylindre de diamètre 6 mm, une excentration de  $2.5 \mu\text{m}$  entraîne une erreur d'ovalisation de 1 nm d'amplitude de qui n'est pas négligeable.

### 1.4.2.2. Déport lié au défaut de rotation de la broche

Selon Leleu [Leleu, 2000], les défauts géométriques d'une liaison pivot (plateau tournant) sont caractérisés par 6 paramètres comme indiqué sur la Figure 23:

- $T_x$  et  $T_y$  : translations suivant deux directions, normales à l'axe de rotation, appelées battements radiaux.
- $T_z$  : translation suivant l'axe de rotation appelée battement axial.
- $R_x$  et  $R_y$  : rotation autour de deux directions, normales à l'axe de rotation, appelées battements angulaires ou encore voile.
- $R_z$  : rotation autour de l'axe de rotation, appelées justesse angulaire.

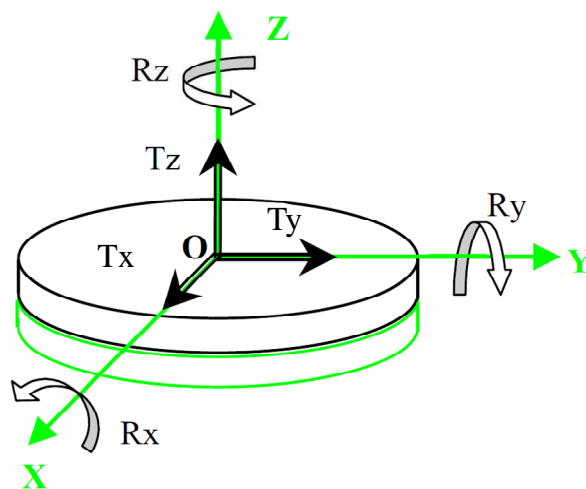


Figure 23: Paramètres de l'erreur de position de l'élément terminal du plateau  
[Leleu, 2000]

Ces 6 paramètres sont des fonctions de la position angulaire autour de l'axe de rotation  $Z$  de l'élément terminal. Les paramètres  $T_x$ ,  $T_y$ ,  $T_z$  et  $R_x$ ,  $R_y$  caractérisent la position de l'axe réel du mouvement par rapport à sa position théorique.

Dans le cas où l'axe du capteur de mesure est porté par  $x$ , le mouvement parasite de l'élément terminal du plateau suivant  $y$  constitue un déport.

Pour illustrer cette source de déport et envisager le choix d'un roulement à billes pour l'axe de rotation principal de notre machine, une mesure a été réalisée sur un roulement à billes de diamètre 480 mm. Le schéma de la Figure 24 présente le montage réalisé.

Une bague étalon de diamètre 100 mm est fixée rigidement à la bague intérieure du roulement. La bague extérieure du roulement est quant à elle posée sur trois appuis solidaires d'un marbre. Le roulement est maintenu en place par collage sur ces trois appuis. Le posage de la bague extérieure sur trois appuis forme une liaison quasi-isostatique. Cela permet de prévenir la déformation des pistes de roulement qui aurait pour effet de dégrader la qualité de mouvement du roulement.

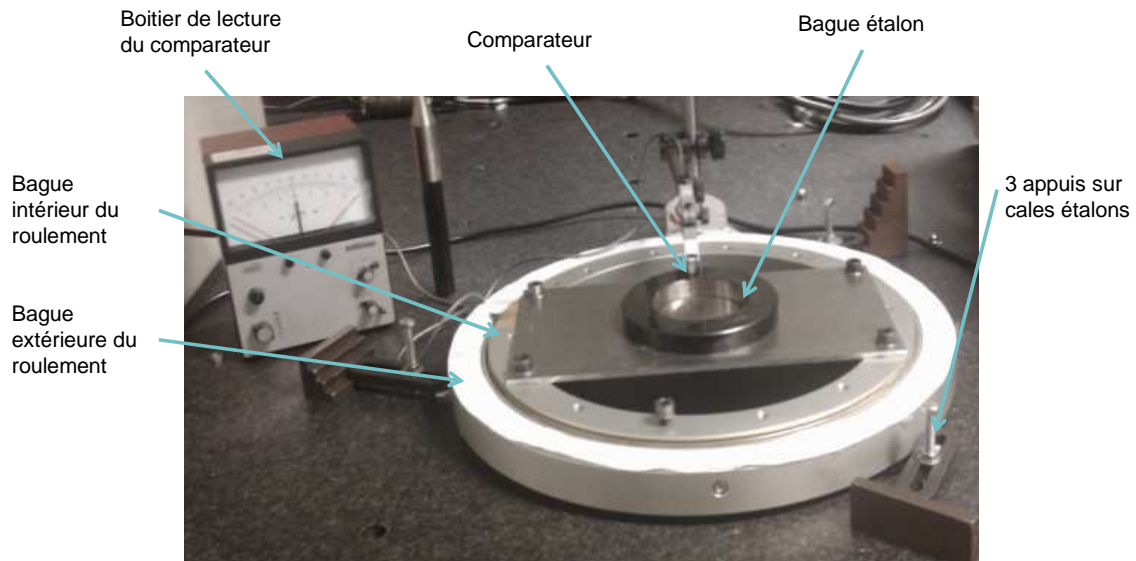


Figure 24: Montage mesure du défaut de rotation Ty d'un roulement LDL480 de marque Franke [Franke, 2009]

Avec l'expérience réalisée nous visons deux objectifs:

- mettre en évidence la source de déport liée au défaut de rotation du roulement à bille.
- obtenir un ordre de grandeur de l'erreur liée à ce déport dans le cas de la mesure d'une pièce de petit diamètre.

Le graphique de la Figure 25 montre les valeurs enregistrées par le comparateur en fonction de la position angulaire pour un tour. L'effet de l'excentration de la bague étalon est visible sur la mesure brute (en bleu). Cet effet est évalué grâce au calcul du premier ordre de la décomposition en série de Fourier (en noir). Si on le retranche au signal relevé, on obtient - au défaut de circularité de la bague étalon près (estimé à  $0.1 \mu\text{m}$ ) - le défaut de mouvement propre au roulement (en rouge). L'effet de l'excentration de la bague par rapport à l'axe de rotation (noir) ainsi que le défaut du mouvement (rouge) sont les deux causes du déport.

Il faut aussi préciser ici que l'effet du déport dans la mesure du défaut de mouvement du roulement est négligeable. En effet, l'excentration de la bague de  $8 \mu\text{m}$ , induit dans ce cas un effet du déport de :

$$e = \delta^2 / 2R = 8^2 / 100000 = 0.64 \text{ nm.}$$



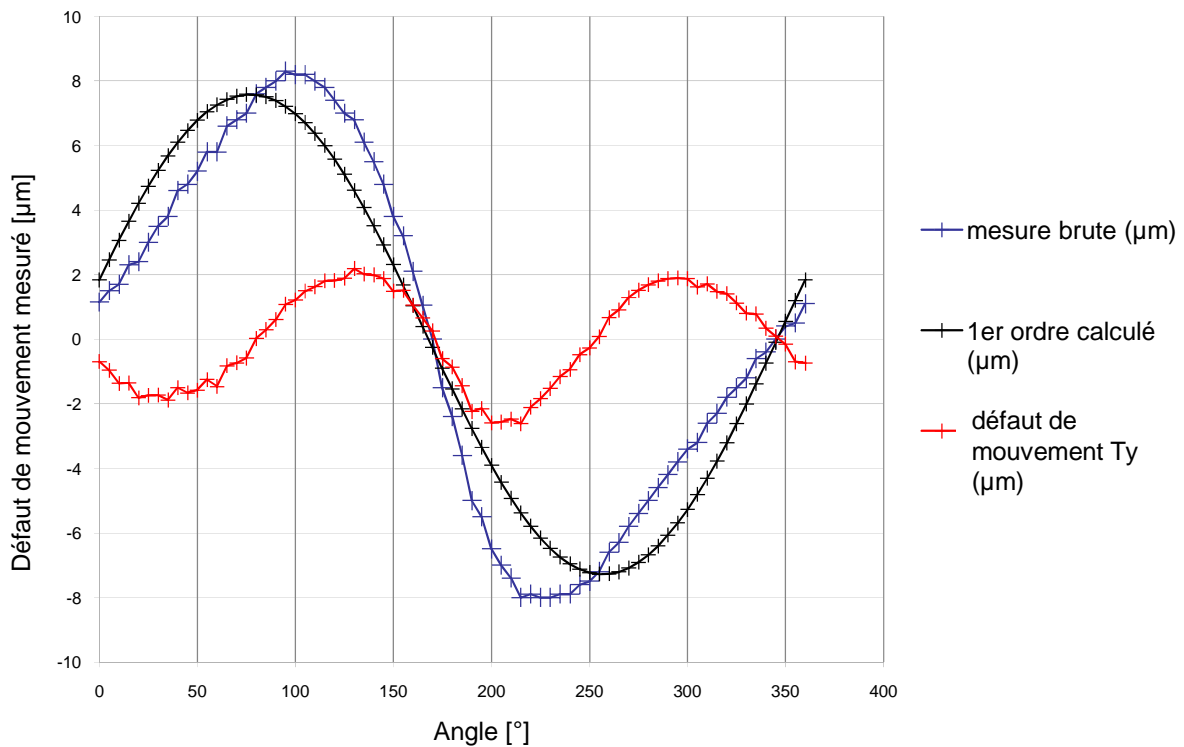


Figure 25: mesure du défaut de rotation (battement radial) d'un roulement LDL480 de marque Franke

La mesure réalisée permet d'évaluer la valeur de  $T_y$  à l'altitude du palpeur soit à 3 cm au-dessus du plan défini par le centre des billes du roulement. L'inclinaison de l'élément terminal du plateau suivant  $y$  notée  $R_y$  (que nous n'avons pas évaluée dans cet exemple), implique une augmentation du dépôt proportionnelle à l'altitude  $z$  du palpeur.

La mesure réalisée a permis de mettre en évidence la composante  $T_y$  du roulement étudié. Ce défaut possède une amplitude de  $\pm 2 \mu\text{m}$ . Cela permet d'obtenir un ordre de grandeur de l'erreur générée dans le cas où le roulement étudié serait utilisé comme broche pour mesurer une pièce de 5 mm de diamètre.

$$e = \delta^2 / 2R = 2^2 / 5000 = 0.8 \text{ nm.}$$

L'erreur commise peut ne pas être négligeable en particulier si l'on choisit de mesurer des cylindres dont le diamètre est inférieur à 5mm, mais reste compatible avec les objectifs de notre projet.

#### Correction associée :

Il n'existe pas d'expression analytique pour modéliser le défaut du mouvement de rotation. Par conséquent, il n'est pas possible - sur les machines conventionnelles - de corriger de façon simple l'effet du dépôt causé par le défaut du mouvement de la broche. Nous présenterons la

solution que nous avons apportée à ce problème lors de la conception de l'équipement de référence au paragraphe 6.3.3 de ce chapitre.

## 2. Comparatif des machines commerciales conventionnelles

Trois constructeurs majeurs de machines de mesure de forme ont été choisis afin d'établir une description et un comparatif des équipements utilisés dans l'industrie. Taylor Hobson, Mahr et Mitutoyo proposent des équipements parmi les plus précis du marché.

La machine de mesure de cylindricité la plus performante en termes d'incertitudes de mesure a été sélectionnée dans la gamme de chacun de ces constructeurs. Les trois équipements étudiés sont en ce sens représentatifs de la mesure industrielle de cylindricité de haute précision.

Il s'agira tout d'abord de décrire les différentes fonctionnalités proposées, pour ensuite résumer les performances annoncées en termes d'incertitudes de mesure. Les données utilisées sont celles fournies par les constructeurs dans leurs documentations commerciales [Mahr, 2013b; Mitutoyo, 2013; Taylor Hobson, 2013b]. La Figure 26 présente une photographie des trois machines objet de notre étude comparative. Le fonctionnement de ce type de machine est conforme au schéma de la Figure 14.

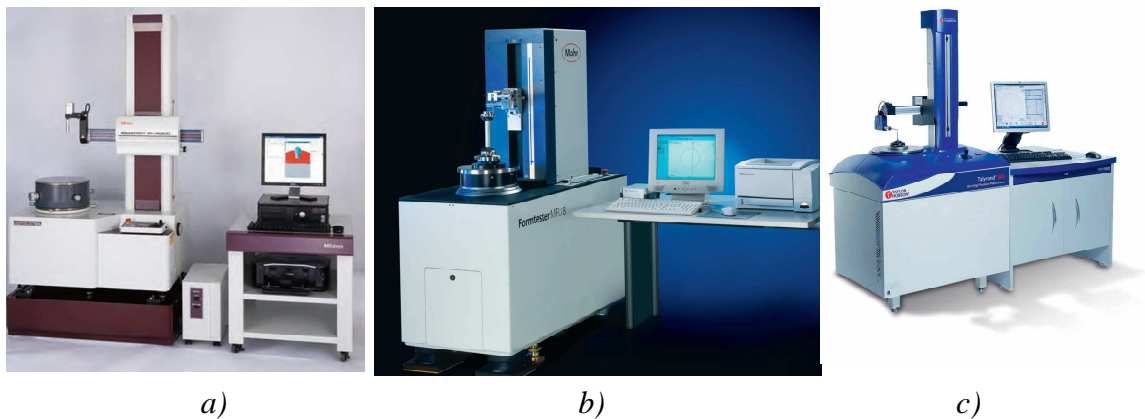


Figure 26: (a) Mitutoyo : RA-H5200, (b) Mahr : MFU8, (c) Taylor Hobson : Talyrond585

## 2.1.Fonctionnalités

### 2.1.1. Mise en rotation de la pièce à mesurer

Pour une mesure de circularité ou de cylindricité, la pièce à mesurer est entraînée en rotation par l'intermédiaire d'une broche aérostatique. Les broches aérostatiques sont capables de produire un mouvement de très haute précision. Le constructeur de broche à air « Physik Instrument » annonce par exemple un défaut de mouvement radial et axial inférieur à 25nm (Tableau 3).

Load Capacity		Ultimate	Working
Radial		440 N	220 N
Axial		1780 N	890 N
Tilt		45 N-m	23 N-m
Stiffness	Radial	120 N/micrometer	
	Axial	350 N/micrometer	
	Tilt	0.45 N-m/microradian	
Error Motion	Radial	< 25 nanometers	
	Axial	< 25 nanometers	
	Tilt	< 0.1 microradian	
Total Weight		85 N	
Rotor Weight		34 N	
Rotor Inertia		0.0052 kg-m <sup>2</sup>	
Maximum Speed		10,000 rpm	
Air Consumption		< 55 L/min	



Tableau 3:spécification du modèle 4R BLOCK-HEAD® de physik instrument

Il est possible de s'affranchir de la composante systématique du défaut de mouvement par voie logicielle grâce à une opération d'étalonnage.

### 2.1.2. Translation verticale du palpeur

La translation verticale est assurée sur la machine Mahr MFU8 par des patins aérostatiques. La technologie choisie par les autres constructeurs n'est pas précisée. Le mouvement de translation du palpeur permet de mesurer la rectitude des génératrices de pièces de révolution. Une fois encore, il est possible de s'affranchir de l'erreur systématique par voie logicielle grâce à une opération d'étalonnage. D'après les informations constructeur [Taylor Hobson, 2013b], le Talyrond 585 utilise ce principe de correction logicielle. Un cylindre étalon dont le défaut de rectitude des génératrices est inférieur à 0.25  $\mu\text{m}$ . Il permet de corriger par étalonnage (par une technique de retournement) la partie systématique du défaut de rectitude de la translation verticale.

### 2.1.3. Maintien en position de la colonne et de la broche

Les machines conventionnelles proposent, en plus de la mesure de circularité et la mesure de rectitude, une mesure de cylindricité. La mesure de cylindricité correspond - dans le cas des machines conventionnelles - à la comparaison de la forme de la pièce à un mouvement combiné de translation verticale du palpeur et de rotation de la pièce.

Ce point revêt une importance fondamentale car la mesure du défaut de cylindricité fait alors intervenir la position relative des axes de mouvements évoquée au paragraphe 1.3.2. Il s'agit donc pour les constructeurs de mettre en œuvre des solutions technologiques permettant de garantir la stabilité de position de la colonne par rapport à la broche. Il faut de plus s'assurer que l'axe de rotation associé à la broche est bien parallèle à l'axe de translation associé à la colonne.

Pour satisfaire cette double exigence, il est précisé sur la notice constructeur du Talyrond 585 [Taylor Hobson, 2013b] que la broche aérostatique et la colonne sont maintenues en position grâce à une pièce en fonte monobloc. Cette disposition a pour fonction d'assurer la stabilité du positionnement des axes de rotation et de translation. En plus de cette disposition constructive, un étalonnage du parallélisme est prévu. La mesure d'un cylindre étalon, associé à des techniques d'élimination d'erreurs, permet d'assurer cette fonction.

### 2.1.4. Translation horizontale du palpeur

Les machines conventionnelles étudiées possèdent aussi un axe de translation horizontal qui assure deux fonctions :

- La première est de pouvoir régler la position horizontale du palpeur pour s'adapter à la pièce à mesurer. En effet, le palpeur de mesure possède une course limitée à quelques millimètres qui ne permet pas à elle seule de s'adapter aux différents diamètres. Les pièces cylindriques à mesurer possèdent des diamètres pouvant aller de quelques millimètres jusqu'à 600 mm pour la MFU8 de Mahr. Dans cette première utilisation, la qualité de mouvement importe peu car aucune mesure n'est effectuée pendant le réglage du palpeur. Seule la stabilité géométrique de la liaison, une fois le palpeur mis en position, compte.
- La deuxième fonction consiste à apporter une plus grande polyvalence à la machine. En effet, l'ajout d'un axe de translation horizontal en plus des deux axes déjà présents, permet la mesure de planéité ou de pièces présentant des variations de diamètre important. Dans ce cas, l'axe horizontal devient un axe mesurant et la qualité du mouvement de translation devient importante. Un étalon de planéité permet de corriger l'erreur de rectitude liée à la translation du bras horizontal ainsi que l'erreur de perpendicularité entre ce mouvement et l'axe de rotation.

### 2.1.5. Correction

Les mouvements générés par les différents guidages sont imparfaits. Le défaut de mouvement est composé d'une partie systématique et d'une partie aléatoire. Suivant la méthode de correction logicielle énoncée au paragraphe 1.3.3.2, il est possible de s'affranchir de l'erreur systématique par voie logicielle grâce à un étalonnage adapté. Il ne reste alors plus que la composante aléatoire du défaut de mouvement.

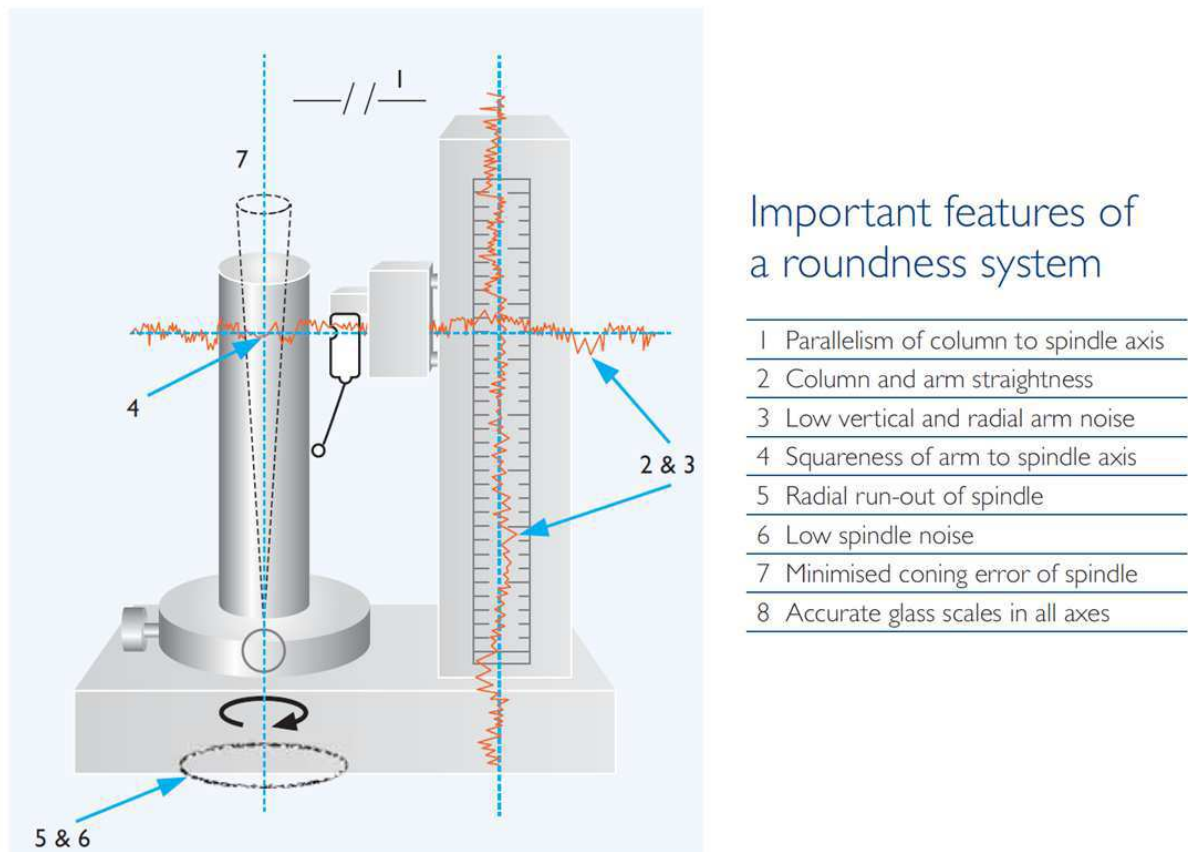


Figure 27: défaut de mouvement d'une machine de mesure de cylindricité conventionnelle [Taylor Hobson, 2013c].

La Figure 27 résume les différents mouvements et défauts associés présents sur les machines conventionnelles de mesure de cylindricité. La broche aérostatique présente un défaut de voile (7) ainsi qu'un défaut radial (5 & 6). Les translations verticale et horizontale présentent un défaut de rectitude (2) et (3). Enfin le parallélisme (1) entre l'axe de rotation de la broche et l'axe de translation vertical est entaché d'incertitudes. Il en va de même pour la perpendicularité (4) entre l'axe de translation horizontal et l'axe de rotation de la broche.

D'après les informations constructeur [Taylor Hobson, 2013b], le Talyrond 585 utilise le principe de correction logicielle. Une sphère étalon, un cylindre étalon présentés sur la Figure 28 ainsi qu'un étalon de planéité, permettent de corriger par étalonnage la composante systématique des défauts de mouvement.



a)



b)

Figure 28: a) sphère étalon dont le profil de circularité est connu avec une incertitude inférieure 10nm b) cylindre étalon avec un défaut de forme inférieur à 1 $\mu$ m [Taylor Hobson, 2013b]

### 2.1.6. Palpeur

Le palpeur de mesure peut être de type inductif comme sur le Talyrond 585 ou sur la MFU800. Plusieurs sensibilités du palpeur sont sélectionnables en fonction de la résolution recherchée. La résolution maximale indiquée par le constructeur pour le Talyrond 585 est égale à 1.2 nm pour une course de  $\pm 0.07$  mm. Aucune information n'est donnée quant à l'incertitude de mesure liée au palpeur. La correction de l'erreur de linéarité du palpeur peut être réalisée en utilisant un cylindre à méplat ou des cales étalons étagées.

### 2.1.7. Dégauchissage et centrage de la pièce à mesurer

L'opération de mise en position de la pièce à mesurer sur le plateau tournant est généralement réalisée manuellement. Cela engendre une excentration ( $T_x$  et  $T_y$ ) une inclinaison ( $R_x$  et  $R_y$ ) de l'axe de la pièce par rapport à l'axe de rotation de la machine (Figure 29(a)).

Sous l'effet de l'excentration de pièce, le capteur de mesure est utilisé sur une course importante. Il est pourtant préférable d'utiliser le palpeur pièce sur la course la plus faible possible. Deux raisons justifient ce constat :

- le fait de limiter la course du capteur réduit l'incertitude de mesure. En effet, l'erreur de linéarité du capteur augmente avec la course. Une course « nulle » permet de supprimer l'erreur de linéarité.
- le palpeur pièce possède une étendue de mesure limitée. Pour le Talyrond 585 l'étendue de mesure de  $\pm 0.07$ mm a une résolution de 1.2 nm.

L'excentration de la pièce par rapport à l'axe de rotation de la broche se traduit par un premier ordre sur les valeurs enregistrées par le palpeur pièce en fonction de l'angle de rotation. L'amplitude crête à crête de ce premier ordre vaut le double de la valeur de l'excentration de la pièce.

Dans le cas où l'on souhaite mesurer une pièce à l'aide du Talyrond 585 avec la plus grande sensibilité, la course du palpeur sera de  $\pm 0.07$  mm. L'excentration de la pièce par rapport à l'axe de rotation de la broche devra donc être inférieure à 0.07 mm afin de ne pas sortir de la plage de mesure du palpeur. En toute rigueur, la valeur de l'excentration de la pièce devra être inférieure à 0.07 mm car les défauts de circularité de la pièce et de rotation de la broche s'ajoutent à l'amplitude du déplacement mesuré par le capteur.

Dans le cas où l'axe du cylindre à mesurer est incliné par rapport à l'axe de rotation de la broche, l'excentration de la pièce augmente proportionnellement à la position verticale du palpeur. Cela conduit à rendre parallèle l'axe de la pièce et l'axe de la broche.

Le centrage/dégauchissage de la pièce de révolution à mesurer consiste à rendre colinéaire son axe avec l'axe de rotation de la machine. Cette fonction est assurée par un plateau intermédiaire communément désigné par le terme « dégauchisseur-centreur ».

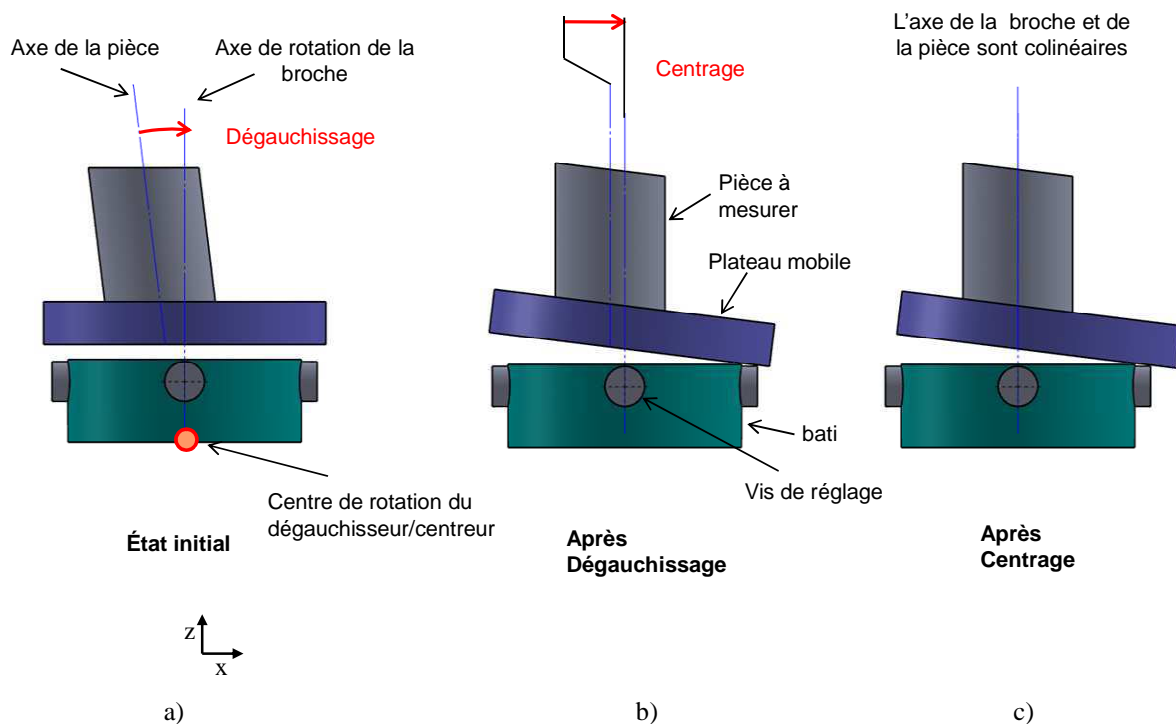


Figure 29: étape pour dégauchir et centrer la pièce à mesurer

L'action de dégauchissage consiste à rendre parallèle l'axe de la broche avec l'axe de la pièce à mesurer. Pour réaliser cette opération le système dégauchisseur/centreur permet le pivotement de la pièce suivant deux directions orthogonales, notées  $x$  et  $y$  sur la Figure 29.

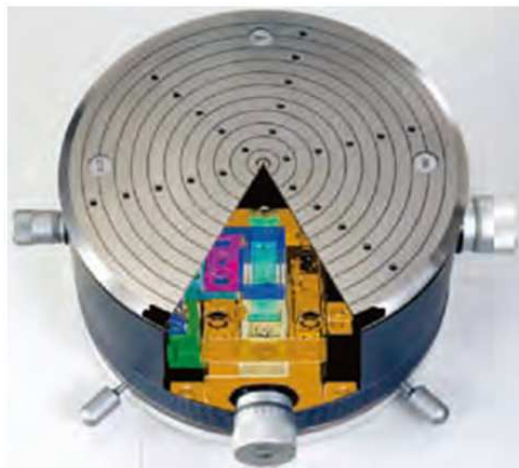
L'action de centrage consiste à rendre sécant l'axe de la pièce et l'axe de rotation de la machine. Pour définir univoquement l'opération de centrage, il est nécessaire d'ajouter une indication concernant la position du point de contact entre les deux axes. Lorsque les deux axes sont déjà parallèles, le centrage a pour effet de les rendre confondus.



Le plateau dégauchisseur-centreur est un élément critique des machines à mesurer des cylindricités. Même si la qualité des mouvements effectués n'intervient pas dans la précision finale de la mesure, le plateau dégauchisseur-centreur est traversé par la chaîne métrologique, et à ce titre, la stabilité en position intervient dans l'incertitude finale. Par ailleurs, un centrage fin permettra l'utilisation du palpeur mesurant sur une faible étendue de mesure et cela aura pour effet de réduire l'effet de l'erreur de linéarité du capteur.

On arrive à la conclusion qu'un plateau de dégauchissage centrage doit présenter d'excellentes qualités de stabilité géométrique en assurant une mise en position la plus fine possible.

Les constructeurs de machines conventionnelles proposent dans leurs machines les plus perfectionnées des plateaux qui permettent d'automatiser les phases de centrage et de dégauchissage. Cette automatisation facilite le travail du métrologue et elle évite les perturbations engendrées par une intervention manuelle. Elle est généralement assurée par l'intégration de moteurs embarqués. Cela impose alors l'utilisation de collecteurs tournants afin d'assurer leur alimentation. La Figure 30 montre un plateau dégauchisseur-centreur automatisé, de l'entreprise Mitutoyo.



*Figure 30: Plateau dégauchisseur centreur qui équipe la RA-H5200 [Mitutoyo, 2013]*

## **2.2.Performances annoncées**

Les trois constructeurs sélectionnés n'annoncent pas d'incertitude quant au résultat final de mesure. Seules les performances attendues au niveau des guidages sont précisées. Il n'y a pas par exemple d'information sur l'exactitude des palpeurs mis en œuvre. Le Tableau 4 regroupe un comparatif des informations en termes de performances annoncées.



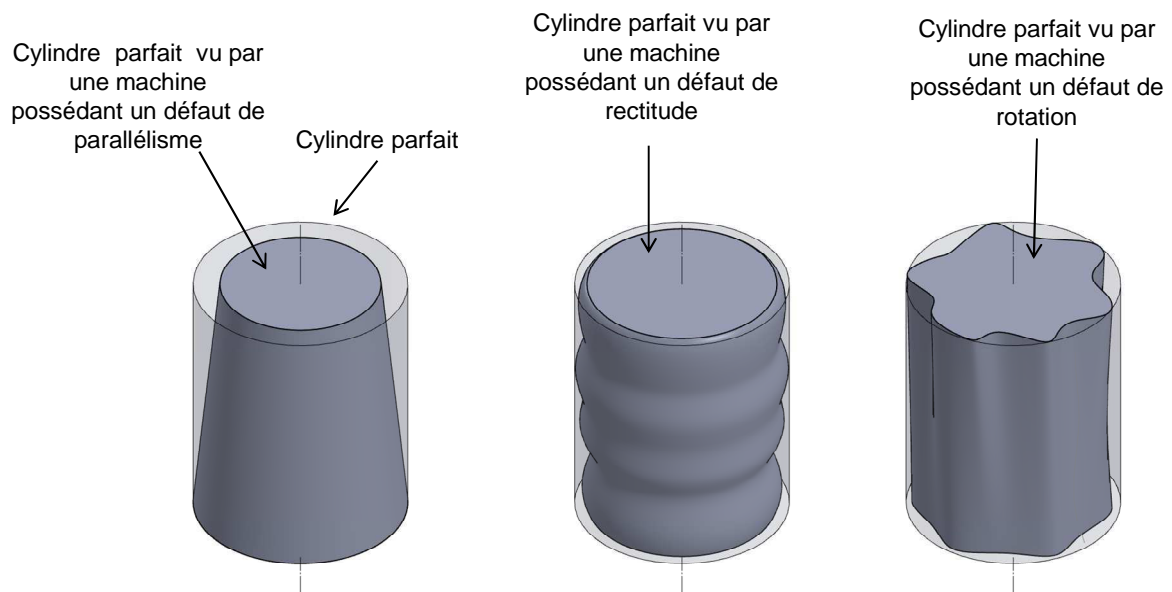
Caractéristiques		Mitutoyo RA-H5200	Mahr MFU800	TaylorHobson Talyrond 585
Capacités	Diamètre du plateau rotatif (mm)	300	300	300
	Hauteur maximum de mesure (mm)	550	480	500
	Charge maximum admissible pour centrage automatisé (kg)	65	100	75
Rotation	<b>Ecart de circularité (<math>\mu\text{m}+\mu\text{m}/\text{mm}</math> Hauteur de mesure par rapport au plateau porte pièce)</b>	<b>0.02+0.00035H</b>	<b>0.02 + 0,0004H</b>	<b>0.015+0.0003H</b>
	<b>Ecart de battement axial (<math>\mu\text{m}+\mu\text{m}/\text{mm}</math> Rayon de mesure)</b>	<b>0.02+0.00035R</b>	<b>0.04+0.0002R</b>	<b>0.02+0.0003R</b>
	Vitesse de rotation en (tr/min)	2, 4, 6, 10	0.1 à 15	0.6, 1, 2, 6, 10
	incertitude de positionnement ( $\mu\text{m}$ )	NC	NC	+/-0.02°
Translation verticale	Course (mm)	550	480	500
	<b>Défaut de rectitude sur la course complète (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>0.2</b>	<b>0.3</b>	<b>0.3</b>
	<b>Défaut de rectitude sur 100mm de course (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>0.05</b>	<b>0.1</b>	<b>0.15</b>
	<b>Ecart de parallélisme entre axe de rotation et axe vertical dans la direction du palpeur sur la course complète (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>0.32 0.2 pour une colonne de 350mm</b>	<b>0.6</b>	<b>1 0.5 pour une colonne de 300mm</b>
	Vitesse de translation en mesure (mm/s)	0.5/1.0/2.0/5.0	0.1 à 50	0.25 à 20 par pas de 0.01
	incertitude de positionnement ( $\mu\text{m}$ )	NC	10	+/-5
Translation horizontale	Course (mm)	200	180	200
	<b>Défaut de rectitude sur la course complète (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>0.4</b>	<b>0.3</b>	<b>0.25</b>
	<b>Ecart de perpendicularité entre axe de rotation et axe horizontal dans la direction du palpeur sur la course complète (<math>\mu\text{m}</math>)</b>	<b>0.5</b>	<b>0.3</b>	<b>1</b>
	Vitesse de translation en mesure (mm/s)	0.5/1.0/2.0/5.0	0.1 à 50	0.25 à 15 par pas de 0.01
	incertitude de positionnement ( $\mu\text{m}$ )	NC	4	+/-5
	Incetitude sur la mesure de position radiale ( $\mu\text{m}+\mu\text{m}/\text{mm}$ Translation)	NC	NC	0.05+1.5T
Dégauçissage et centrage	Course translation (mm)	+/-5	NC	+/-5
	Course inclinaison(°)	+/-1	NC	+/-0.5
	Précision de centrage ( $\mu\text{m}$ )	NC	NC	0.8
	Précision de dégauchissage (seconde d'arc)	NC	NC	0.8

*Tableau 4: performance annoncées par trois constructeurs*

On peut noter que les performances annoncées en termes de défauts de mouvements de rotation et de translation sont très comparables pour les trois constructeurs. Cela peut provenir des similitudes dans la nature des choix technologiques adoptés. A titre d'exemple, le guidage en rotation de la pièce est réalisé grâce à une broche aérostatique pour les trois cas étudiés. Il existe cependant pour toutes ces machines un écart significatif entre l'amplitude du défaut de l'axe de rotation et l'amplitude du défaut pour l'axe de translation. L'ordre de grandeur du

défaut de rotation est de 20 nm pour une mesure au niveau du plateau porte pièce, alors que le défaut de rectitude varie selon les constructeurs de 50 nm à 150 nm pour une course de 100 mm.

La mesure de cylindricité combine dans le cas des machines conventionnelles des mesures de rectitude avec des mesures de circularité. L'incertitude associée à une mesure de cylindricité correspond par conséquent à un cumul des incertitudes associées au palpeur, à la mise en rotation de la pièce, à la translation verticale du palpeur et au parallélisme entre la translation et la rotation. Chacun des défauts de liaison aura un effet spécifique sur le résultat de mesure. Les schémas de la Figure 31 montrent l'influence de chaque liaison sur le résultat de mesure de cylindricité.



*Figure 31 : lien entre défauts machine et erreurs de mesure*

On peut estimer l'incertitude de mesure de cylindricité pour les 3 machines à une valeur proche de 0.3  $\mu\text{m}$  pour un cylindre de 100 mm de hauteur. Ces performances ne sont pas compatibles avec les objectifs posés dans le cadre du projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude introduits au chapitre 1. Cela conduit à étudier des solutions alternatives développées notamment dans les laboratoires nationaux de métrologie.

### 3. Définition générale du principe de structure métrologique dissociée

#### 3.1. Dissociation « structure métrologique » et « structure porteuse ».

La structure porteuse d'une machine industrielle est définie comme un assemblage de composants permettant le maintien de la position relative du palpeur par rapport à la pièce. Nous désignerons par structure métrologique l'ensemble des éléments traversés par la chaîne métrologique qui est elle-même définie comme étant une ligne conceptuelle qui passe au travers de l'ensemble des solides, capteurs, liaisons d'une machine et qui détermine le repérage de la position de l'outil ou du palpeur par rapport à la pièce.

Le principe de structure métrologique dissociée a déjà fait l'objet de plusieurs travaux de recherche: Une machine de mesure par coordonnées [Bryan et al., 1979], un tour vertical destiné à l'usinage à l'outil diamant de composant d'optique tel que des miroirs de télescope [Bryan, 1979][Donaldson et al., 1983], une nouvelle génération de machines à mesurer tridimensionnelles [David, 1991] et plus récemment un plateau de référence pour la mesure des angles [Leleu, 2000] ou la machine de mesure 3D ISARA [Widdershoven et al., 2011]. Le principe de structure métrologique dissociée consiste à dissocier « la structure métrologique » de la « structure porteuse ». Dans ce cas, la structure métrologique assure uniquement une fonction de repérage. Déchargée de toute autre fonction, en particulier de support, la structure métrologique peut être optimisée. Cela permet :

1. d'éviter les déformations de la chaîne métrologique dues aux charges non prévisibles. En effet, la structure métrologique n'aura pas à supporter de chargement autre que son poids propre. Par ailleurs, elle peut être thermiquement et dynamiquement optimisée afin de garantir une meilleure stabilité.
2. la réalisation des liaisons entre les éléments de la chaîne métrologique par l'intermédiaire de capteurs. Ces liaisons désignées par le terme de liaisons métrologiques dans [Leleu, 2000] permettent de transmettre l'information de position relative de manière beaucoup plus répétable qu'une liaison mécanique classique. Les liaisons métrologiques sont insensibles aux charges qui seront supportées par la structure porteuse. La redondance de l'information obtenue par la multiplication des capteurs permet de renforcer qualité et la fiabilité des mesures et elle constitue même un moyen d'auto-vérification permanent.

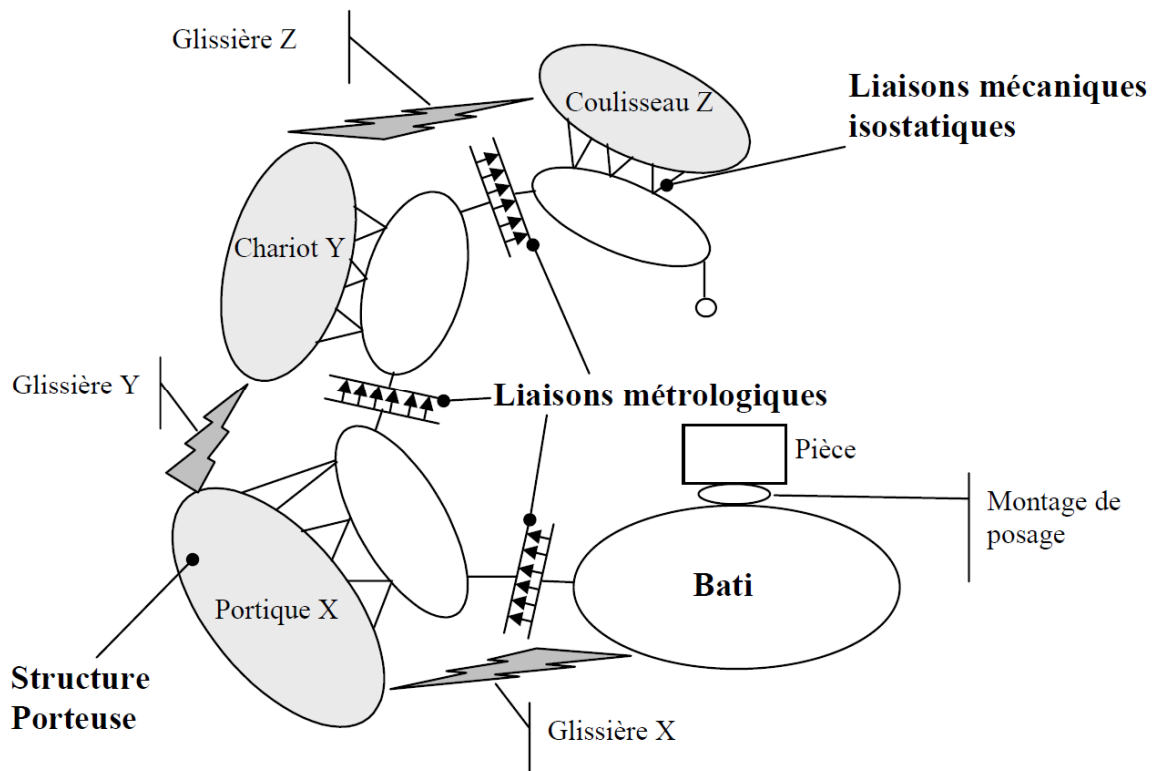


Figure 32: Structure D.M.T. appliquée à une M.M.T. [Leleu, 2000]

La Figure 32 extraite de [Leleu, 2000] présente l'architecture d'une machine de mesure de type machine à mesurer tridimensionnelle à structure métrologique dissociée.

Dans cette architecture la structure métrologique assure seulement la fonction de repérage de la position du palpeur pièce par rapport à la pièce. Pour cette raison la structure porteuse joue le rôle de support de la structure métrologique. Par contre, la structure porteuse ne doit pas déformer la structure métrologique. L'emploi de liaisons isostatiques permet ainsi de relier les deux structures sans déformer la structure métrologique.

La seule contrainte associée à la mise en position des composants de la structure métrologique est de garantir que les capteurs présents dans les liaisons métrologiques resteront dans leurs étendues de mesure. Idéalement on cherche à utiliser ces capteurs sur une course minimale afin de réduire leur erreur de linéarité.

L'exploitation des valeurs enregistrées est précisée par S. Leleu dans [Leleu, 2000]. « Lors de la réalisation d'un point de mesure, il suffit de relever les indications de l'ensemble des capteurs d'une façon parfaitement comparable à ce que l'on fait quand on relève les coordonnées des mouvements d'une machine classique. Les positions relatives de chaque élément de la chaîne métrologique étant ainsi connues, la position de l'élément terminal dans le repère machine est aisément déterminable. »

## 3.2. Liaisons métrologiques

### 3.2.1. Principe

Fondamentalement, une liaison métrologique permet de repérer la position relative de deux solides dans l'espace par l'intermédiaire de capteurs. On décomposera le mouvement relatif entre les deux solides suivant les 6 degrés de libertés (ddl) : 3 rotations et 3 translations.

A ce stade, une analogie peut être établie avec le concept de guidage mécanique. Un guidage mécanique entre deux solides permet d'assurer le déplacement relatif des deux solides suivant un ou plusieurs ddl(s) déterminés. Ces mouvements principaux sont accompagnés de mouvements parasites suivant les ddls complémentaires.

La liaison métrologique, quant à elle, constate l'ensemble des mouvements, y compris les mouvements parasites. Les mouvements principaux sont mesurés par des capteurs disposant d'une grande étendue de mesure alors que la mesure des mouvements parasites est réalisée via des capteurs disposant d'une étendue de mesure beaucoup plus réduite.

La Figure 33 décrit une glissière métrologique. La translation principale – suivant l'axe x – est mesurée par un capteur possédant une grande étendue de mesure. On pourra par exemple utiliser une règle de lecture. Les mouvements parasites sont mesurés par des capteurs possédant une course beaucoup plus réduite. On pourra par exemple mettre en œuvre des capteurs capacitifs.

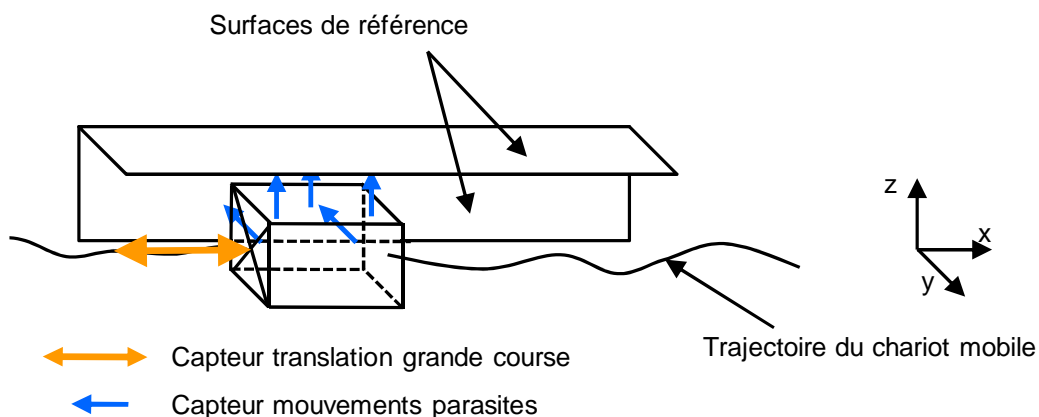


Figure 33: glissière métrologique

Le concept de glissière métrologique permet de repérer la position du chariot par rapport à des surfaces de référence dont la forme est parfaitement connue. Ces surfaces de références sont utilisées afin de caractériser finement les mouvements parasites du chariot lors de sa translation. En effet, les capteurs mesurent la combinaison des mouvements parasites du chariot et du défaut de forme des surfaces de référence. La connaissance préalable du défaut de forme des surfaces de référence permet alors d'évaluer les mouvements parasites.

La connaissance préalable du défaut de forme des surfaces de référence est rendu possible grâce à la réalisation d'un étalonnage préalable des surfaces de référence. Ce concept d'étalonnage des surfaces de référence, sera détaillé au paragraphe 3.3.

La modélisation classique des guidages mécaniques peut être transposée aux liaisons métrologiques. Il faut noter que le modèle de liaison mécanique ne considère pas les mouvements parasites entre les solides alors que les modèles de liaisons métrologiques intègrent la mesure de ces mouvements.

La Figure 34 décrit 4 liaisons mécaniques, ainsi que les liaisons métrologiques équivalentes. Les positions des capteurs dans les liaisons métrologiques sont ici données à titre d'exemple et peuvent être adaptées suivant chaque cas d'application. Les surfaces visées par les capteurs dédiés à la mesure des mouvements parasites sont les surfaces de référence.

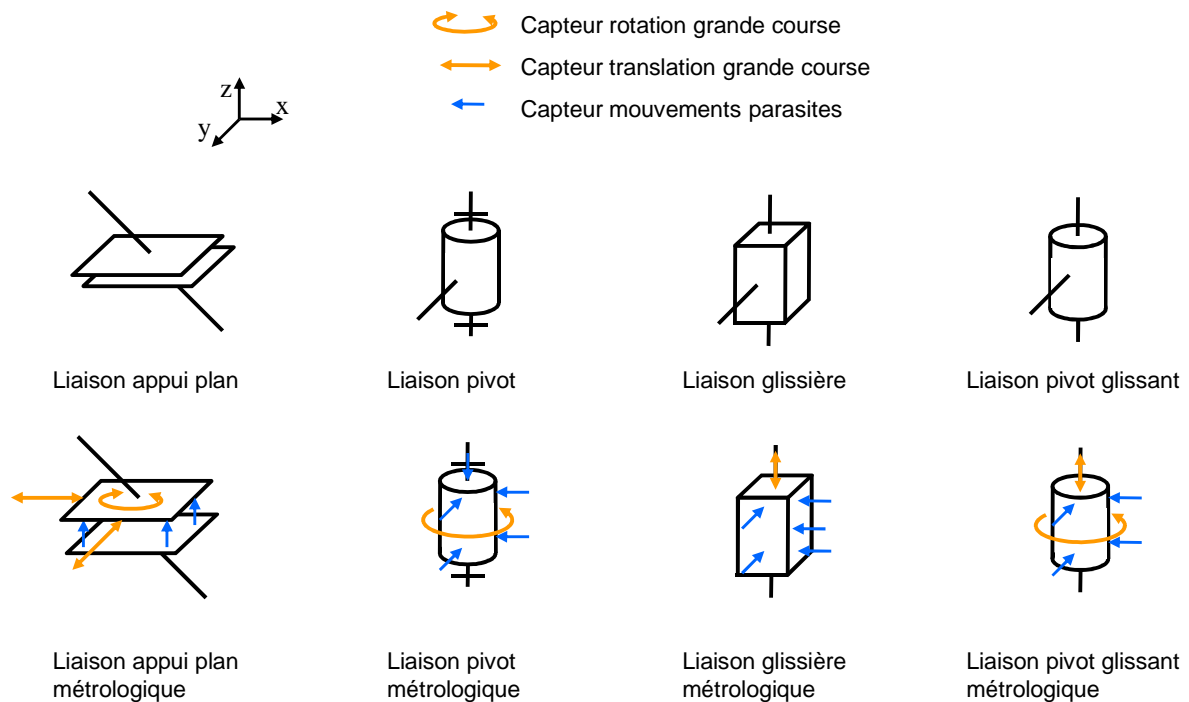


Figure 34: liaisons mécaniques et liaisons métrologiques équivalentes

### 3.2.2. Redondance spatiale

La Figure 34 présente des liaisons métrologiques mettant en œuvre un nombre minimal de capteurs pour déterminer la position relative de deux solides. En pratique, il peut être bénéfique d'ajouter des capteurs supplémentaires. La surabondance de capteurs permet une « redondance spatiale de l'information ». Cette redondance présente deux avantages :

- la vérification de l'information de position transmise par la liaison métrologique. En effet l'information délivrée par le ou les capteurs surabondants doit être cohérente avec l'information délivrée par les capteurs strictement nécessaires.
- l'amélioration de l'incertitude associée à la mesure. L'évaluation de la position relative des deux solides est réalisée à partir de la moyenne des valeurs délivrées par l'ensemble des capteurs redondants de la liaison. Ce moyennage réduit l'incertitude de mesure.

### 3.3.Étalonnage des surfaces de référence et étalonnage machine

Les surfaces de référence présentent des défauts de géométrie qui se traduisent par des erreurs sur le repérage de la position du palpeur pièce. Les défauts de forme de ces surfaces peuvent être déterminés par des procédures dites d'étalonnage. Les procédures d'étalonnage sont basées sur la mesure d'étalons et sur la mise en œuvre de techniques de séparation de défauts, comme le retournement. L'amplitude admissible des défauts de géométrie de ces références n'est limitée que par l'étendue de mesure des capteurs utilisés.

Dans le cas où la machine met en œuvre plusieurs liaisons métrologiques, il est nécessaire d'ajouter un étalonnage supplémentaire. Ce deuxième niveau d'étalonnage correspond à la détermination de la position relative des différentes liaisons métrologiques. Par exemple, la mesure de perpendicularité réalisée avec deux glissières métrologiques en séries sera conditionnée par l'étalonnage de la perpendicularité des surfaces de référence des deux glissières. L'ensemble de ces deux niveaux d'étalonnage correspond au concept d'étalonnage machine.

### 3.4.Bilan

L'intégration de la structure métrologique dissociée à une architecture de machine à mesurer conduit à :

- Un saut dans le niveau d'incertitude atteignable. En effet la limite - liée jusque-là à la répétabilité des guidages mécaniques - est levée.
- La possibilité de rendre les machines moins sensibles aux perturbations d'environnement : thermique ou vibratoire.
- La possibilité de conserver un très bon niveau de précision sur des structures de grandes dimensions.
- Une évaluation permanente du maintien de la qualité de précision de la machine grâce à la redondance de l'information.

Une potentielle économie en matière de réalisation. En effet, l'architecture DMT permet d'échapper à la réalisation de guidages mécanique très précis. Toutefois, la mise en œuvre du principe DMT implique la réalisation de deux structures distinctes. Le nombre de pièces à réaliser est donc à priori plus important.

Les réflexions exprimées précédemment correspondent à un stade de connaissances vérifiées sur de nombreuses réalisations :

- un plateau pivotant de Ø 500 mm a été conçu au LNE et a permis d'atteindre une incertitude de position de 0,5 µm à 3σ sur un volume de Ø 500 mm et de hauteur 500mm [Leleu, 2000].
- un mesureur de forme a été conçu au LNE pour mesurer des cylindres de Ø 75 mm et de longueur 450 mm présentant une incertitude de ± 100 nanomètres à 3σ.
- un microscope à force atomique (AFM) a été conçu au LNE. Le repérage de la position de la pointe de mesure par rapport à l'échantillon est réalisé dans un

volume de  $60 \times 60 \times 15 \text{ } \mu\text{m}$  avec une incertitude de l'ordre de 1.5 nm selon le bilan d'incertitude provisoire publié dans [Poyet, 2010].

- une machine (NANOMEFOS) a plus récemment été réalisée à l'université technique d'Eindhoven pour assurer la mesure de lentilles optiques de  $\varnothing 500 \text{ mm}$ , avec une incertitude of 30 nm ( $2\sigma$ ).[Henselmans et al., 2011].

## 4. Application du principe de la structure métrologique dissociée à une machine conventionnelle de mesure de forme

### 4.1.Mise en œuvre élémentaire

En appliquant le principe DMT à une machine conventionnelle de mesure de cylindricité, on aboutit à l'architecture présentée sur la Figure 35. La structure métrologique (en vert) et la structure porteuse (en bleue) sont dissociées. La structure métrologique est reliée à la structure porteuse par l'intermédiaire de liaisons isostatiques.

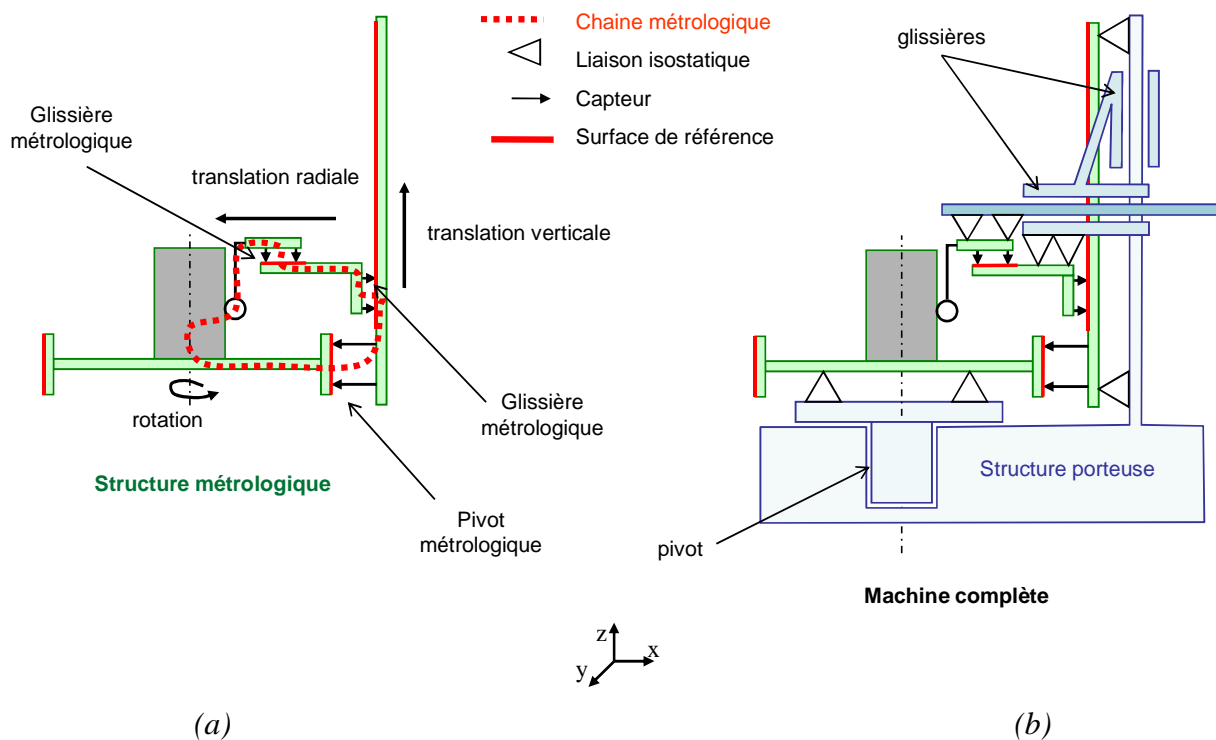


Figure 35: Application élémentaire du principe de structure métrologique dissociée



La structure métrologique est composée d'un pivot métrologique associé en série avec deux glissières métrologiques. Le nombre et la disposition des capteurs mesurant les mouvements parasites sont définis comme cela a été décrit sur la Figure 34. La Figure 35 ne présente pas la totalité de ces capteurs. Le pivot métrologique met en œuvre une surface de référence cylindrique suivie par 5 capteurs. En complément, un codeur permet de mesurer la position angulaire de la pièce.

Chacune des glissières métrologiques mettent en œuvre deux surfaces de référence planes associées à 5 capteurs ayant une faible étendue de mesure. Une règle permet de mesurer la translation du chariot des glissières.

La liaison entre la structure porteuse et la structure métrologique est assurée par des liaisons isostatiques afin d'éviter la transmission des déformations de l'une à l'autre.

## **4.2.Exemples de réalisations existantes appliquant la DMT**

Plusieurs réalisations permettant la mesure de cylindricité mettent en œuvre d'une manière totale ou partielle le principe de structure métrologique dissociée. Nous présentons des exemples dans la suite de cette section où la chaîne métrologique et la chaîne structurelle ne sont pas totalement découplées. Le premier exemple est celui de la machine « Ultimat » conçue par Bryan et Carter [Bryan et al., 1979]. Le deuxième exemple est celui de la machine « Primar MX4 » de la marque Mahr.

### **4.2.1. La machine « Ultimat » de Bryan et Carter :**

La machine de Bryan et Carter [Bryan et al., 1979] décrite sur la Figure 36 présente une disposition un peu différente de celle des machines conventionnelles décrites précédemment. En effet, ce n'est plus le palpeur qui est translaté selon une direction radiale mais plutôt la pièce à mesurer. Cela ne modifie pas fondamentalement l'application du principe de structure métrologique dissociée dans la mesure où l'on retrouve les mêmes axes de mouvement que pour les machines conventionnelles. Dans cette machine, le guidage vertical ainsi que le guidage horizontal ont été remplacés par une liaison métrologique. La rotation reste conventionnelle.

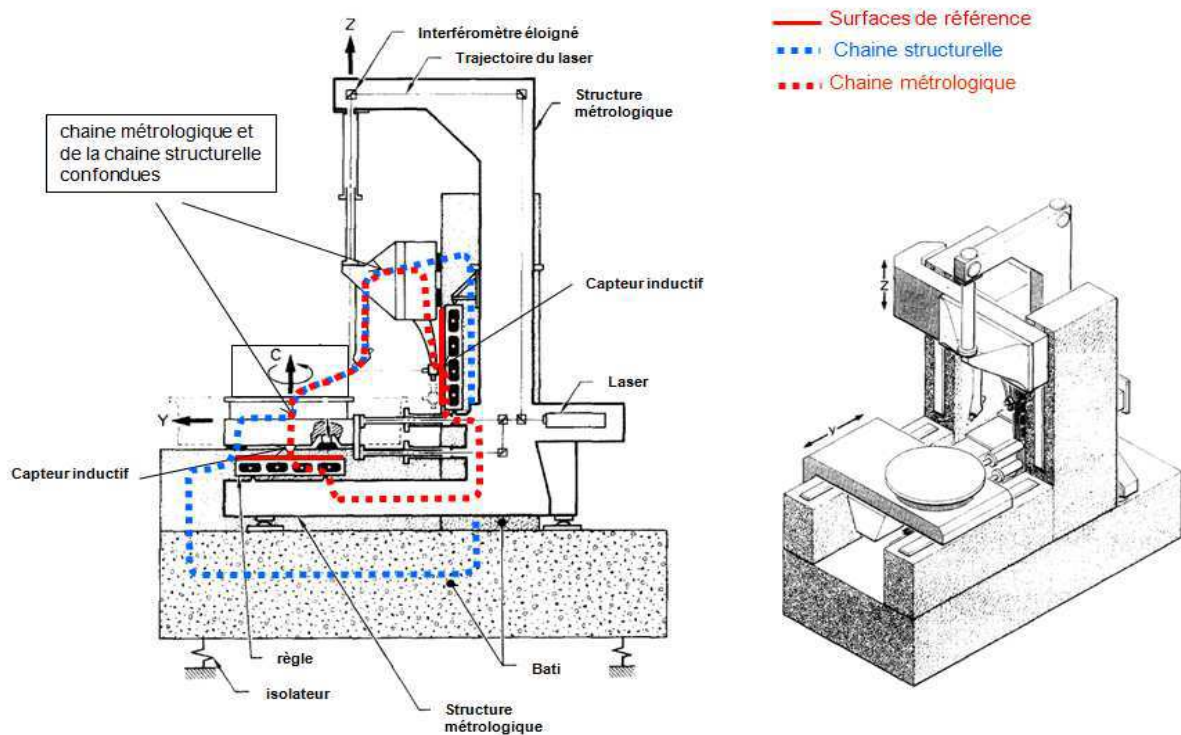


Figure 36: Mise en évidence de la chaîne métrologique et de la structure porteuse sur « l'Ultimat » d'après le schéma original de Bryan et Carter [Bryan et al., 1979]

#### 4.2.1.1. Translation verticale

Le guidage vertical est remplacé par une liaison métrologique à deux capteurs. Le premier capteur – placé en principe d'Abbe avec le palpeur pièce - est un interféromètre laser qui mesure le déplacement selon l'axe principal de la glissière sur une grande course. Le deuxième palpeur de type inductif, en principe d'Abbe avec le palpeur de mesure pièce, doit permettre, quant à lui, de corriger les mouvements parasites (rectitude  $y$ ) de la translation. Pour cela le capteur inductif utilisé suit une surface de référence matérialisée par une règle verticale, en rouge sur la Figure 36 Cette configuration a pour effet de rendre négligeable les erreurs causées par le tangage du chariot de translation. Pour cette raison, un seul capteur est suffisant.

#### 4.2.1.2. Translation horizontale

Le guidage horizontal est remplacé par une liaison métrologique à trois capteurs. Un interféromètre est utilisé pour mesurer la position du chariot mobile selon son axe. Contrairement à la glissière verticale, l'interféromètre ne peut pas être en principe d'Abbe *direct* avec le palpeur pièce. Par conséquent une rotation du chariot suivant l'axe  $x$  serait à

l'origine d'une erreur de mesure. Pour cette raison un deuxième interféromètre, à la verticale du premier, a été ajouté. La combinaison des deux interféromètres permet de mesurer le tangage du chariot. Cette combinaison permet la réalisation d'un *principe d'Abbe reconstitué*. De manière similaire au cas de la translation verticale un capteur inductif suit une surface de référence matérialisée par une règle horizontale, représentée en rouge sur la Figure 36. Dans cette configuration le capteur inductif n'est pas en principe d'Abbe direct avec le palpeur pièce mais l'utilisation des deux interféromètres permet à nouveau de prendre en compte l'effet d'un mouvement de tangage du chariot mobile.

#### **4.2.1.3. Jonction de la chaîne métrologique et de la chaîne structurelle**

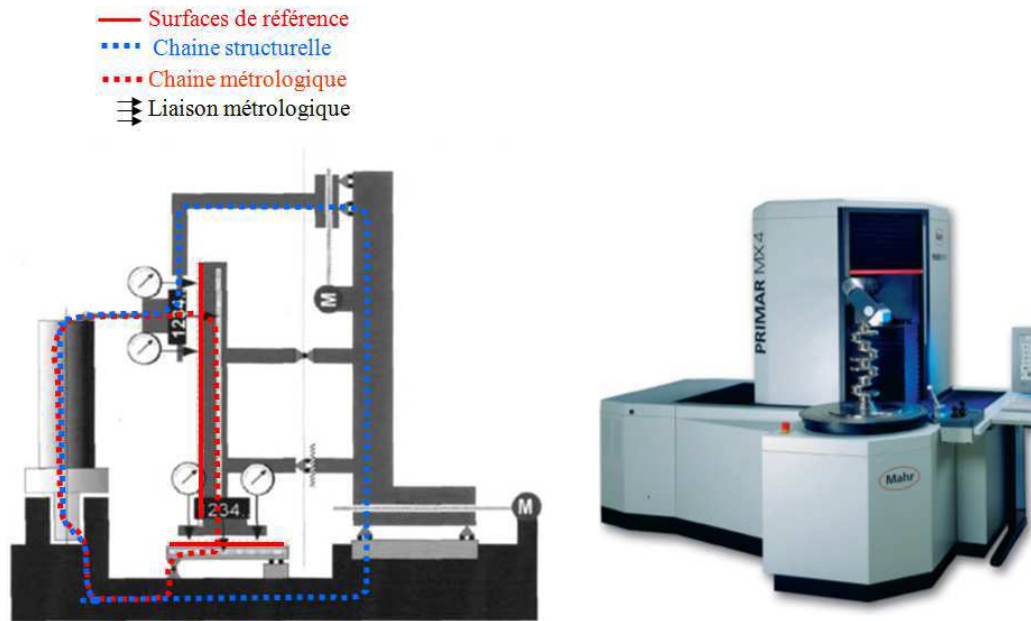
On remarque sur le schéma de la Figure 36 que la chaîne métrologique passe par la broche rotative. À ce titre, le concept développé par Bryan et Carter n'est pas une application « stricte » du principe DMT. Dans ce cas, les défauts de mouvement de la broche sont à l'origine d'une partie de l'incertitude associée à la mesure.

De plus, la stabilité du parallélisme, évoquée au paragraphe 2.1.3, entre l'axe de rotation de la broche et l'axe de la translation verticale est ici assurée par le chariot de la glissière horizontale qui porte la broche. Ce chariot est susceptible de se déformer sous l'effet des efforts qu'il subit lors de sa translation. Cela signifie que la stabilité du parallélisme n'est pas garantie et elle varie avec la position du chariot de la glissière horizontale.

Enfin, la chaîne métrologique passe par le chariot de la glissière verticale. Ce chariot est lui aussi susceptible de se déformer sous l'effet des efforts qu'il subit lors de sa translation. La déformation de la chaîne métrologique se traduit par une incertitude supplémentaire sur la mesure finale.

#### **4.2.2. La machine Primar MX4 de marque MAHR**

Plus récemment, le constructeur Allemand Mahr a commercialisé une machine appliquant partiellement le principe de structure métrologique dissociée. Le schéma de la Figure 37 décrit la « Primar MX4 ».



*Figure 37: Mise en évidence de la chaîne métrologique et de la structure porteuse sur « la Primar MX4 Mahr » d'après le schéma original cité par Goch[Mahr, 2013b][Goch, 2003]*

L'architecture de cette machine est légèrement différente de celle des machines conventionnelles décrites précédemment. En effet, l'ensemble de la glissière verticale peut être translaté radialement. Cela ne modifie pas fondamentalement l'application du principe de structure métrologique dissociée dans la mesure où l'on retrouve, comme sur « l'Ultimat » les mêmes axes de mouvement.

Les deux translations sont traitées de façon identique. Une règle permet de mesurer la translation du chariot alors que des capteurs mesurent les mouvements parasites du chariot mobile.

La chaîne métrologique passe par la broche aérostatique et par le bâti de la machine. Cela constitue à nouveau une source potentielle d'incertitudes.

### 4.3. Bilan concernant l'application partielle du principe DMT

L'« Ultimat » de Bryan et Carter ainsi que la machine « Pimar MX4 » de Mahr correspondent à une mise en œuvre partielle du principe DMT pour la mesure de cylindricité. Ces machines intègrent dans leur structure de métrologie, dans les deux cas, l'axe rotatif. Cette stratégie peut sembler cohérente car il existe actuellement des broches possédant un défaut de rotation d'amplitude de quelques dizaines de nanomètres [Thalmann et al., 2005].

Cependant, ce raisonnement n'est plus valide dans le cas d'une mesure de cylindricité avec une incertitude visée de l'ordre de 10 nm. En plus de l'incertitude liée au mouvement de la broche, la mesure de cylindricité fait intervenir la stabilité du parallélisme entre l'axe de rotation et l'axe de translation vertical. Cette stabilité n'est absolument pas garantie car elle est conditionnée par l'indéformabilité de la liaison entre la broche et la référence verticale.

Dans le cadre de ce travail de thèse, l'incertitude visée est de l'ordre de 10 à 20 nm sur tout le volume de mesure. Cette contrainte justifie, à notre sens, l'application **complète** du principe DMT.

## 5. Optimisation dans l'application du principe DMT

L'application élémentaire du principe DMT à une machine de mesure de cylindricité a conduit à l'architecture présentée sur la Figure 35. Cette application ne conduit pas à une architecture optimale. La mise en œuvre de 3 liaisons métrologiques en série soulève en particulier plusieurs problèmes :

- pas moins de 18 capteurs sont nécessaires pour instrumenter les liaisons métrologiques ;
- l'opération d'étalonnage machine est complexe à mettre en œuvre ;
- la mise en œuvre de liaisons en séries est à l'origine du cumul des incertitudes propres à chaque liaison.

Cette architecture peut être optimisée comme on le montrera dans la suite.

### 5.1. Réduction du nombre de liaison

Lors de la définition d'une architecture appliquant le principe DMT, il est pertinent de chercher à réduire le nombre de liaisons métrologiques pour plusieurs raisons :

- réduire le nombre de liaisons conduit à réduire le nombre de capteurs. Les capteurs ainsi « économisés » peuvent être ajoutés aux liaisons métrologiques restantes. Cela conduit à une redondance spatiale de l'information pour un nombre de capteurs total équivalent.
- la suppression de liaisons métrologiques « en série » permet d'éviter le cumul des incertitudes propres à chaque liaison.

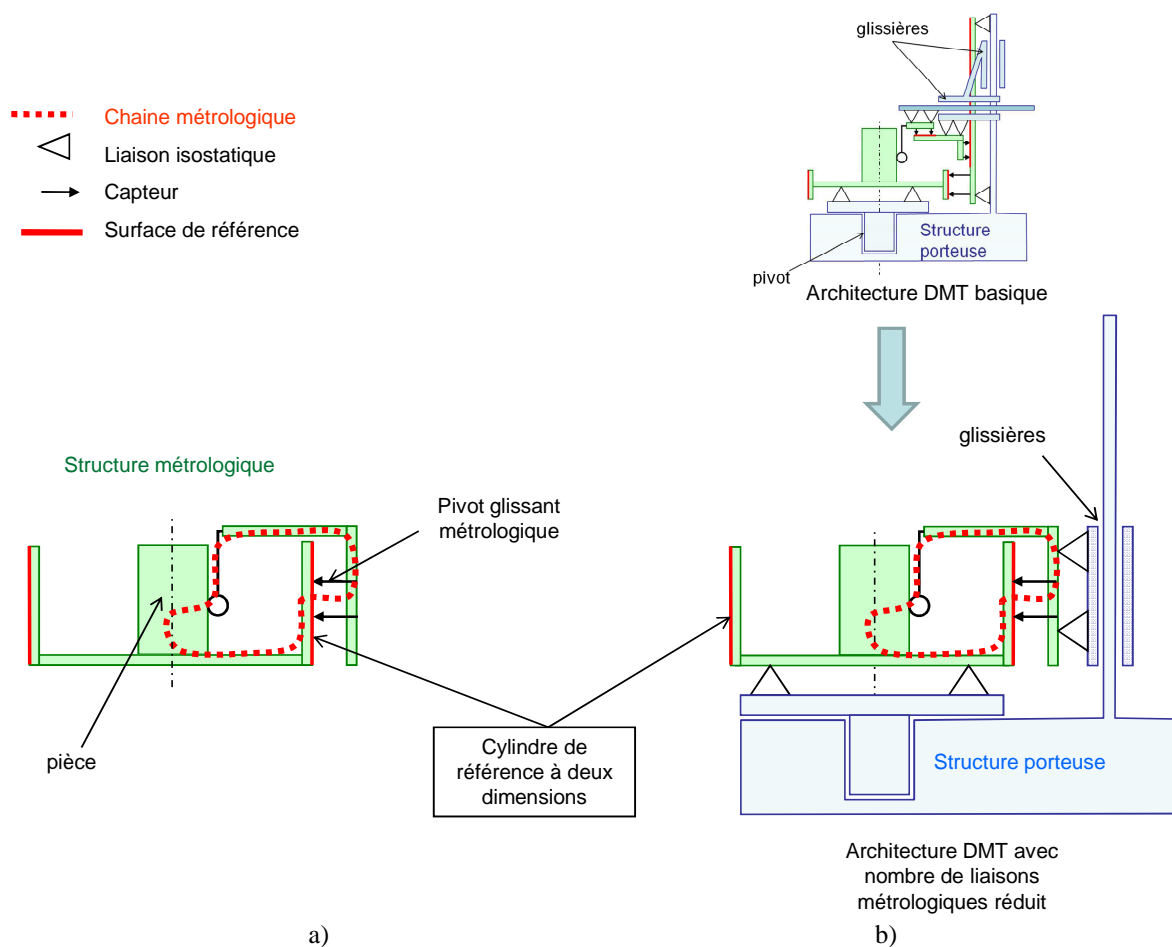
- la structure métrologique est plus courte. Elle est ainsi moins sensible aux perturbations d'ordre thermique et vibratoire.

Par exemple, pour une machine de mesure de cylindricité, le balayage de la surface cylindrique est réalisé grâce à un pivot associé à une glissière. Le mouvement généré par ces deux liaisons en série peut être réalisé par une seule liaison. Il s'agit d'une liaison « pivot glissant ».

Le principe de réduction du nombre de liaison permet d'aboutir dans le cas d'une machine à mesurer la cylindricité à la solution présentée sur la Figure 38 mettant en œuvre deux modifications majeures.

Comme cela a été précisé au paragraphe 2.1.4, la translation horizontale du palpeur permet de réaliser des mesures de planéité ou de pièces possédant des variations de diamètres importantes. Dans le cas où l'on cherche seulement à mesurer des pièces cylindriques, il n'est pas nécessaire de conserver un axe de mesure horizontal mesurant.

Le pivot métrologique et la glissière métrologique ont été réduits à une seule liaison métrologique : un pivot glissant métrologique. Cette liaison métrologique, comme indiqué dans la section 3.2.1, nécessite l'utilisation d'une surface de référence qui devra être étalonnée. Dans le cas d'un pivot glissant métrologique la surface de référence est un cylindre.



La référence métrologique est ici matérialisée par un manchon cylindrique. Dans une telle configuration, l'étalonnage machine consiste à mesurer les écarts de forme de la référence cylindrique. Nous présentons au chapitre 3 une procédure d'étalonnage originale qui permet d'établir l'écart de cylindricité du cylindre de référence.

Le fonctionnement de la machine devient très simple. A ce stade, la mesure de l'écart de cylindricité d'une pièce consiste à comparer sa forme point à point à celle du cylindre de référence. Dans cette configuration, la distinction en terme d'incertitude entre rectitude et circularité n'a plus de sens. On parle alors plutôt d'une « incertitude globale de cylindricité ».

## **5.2.Réduction du nombre de capteurs dans les liaisons métrologiques**

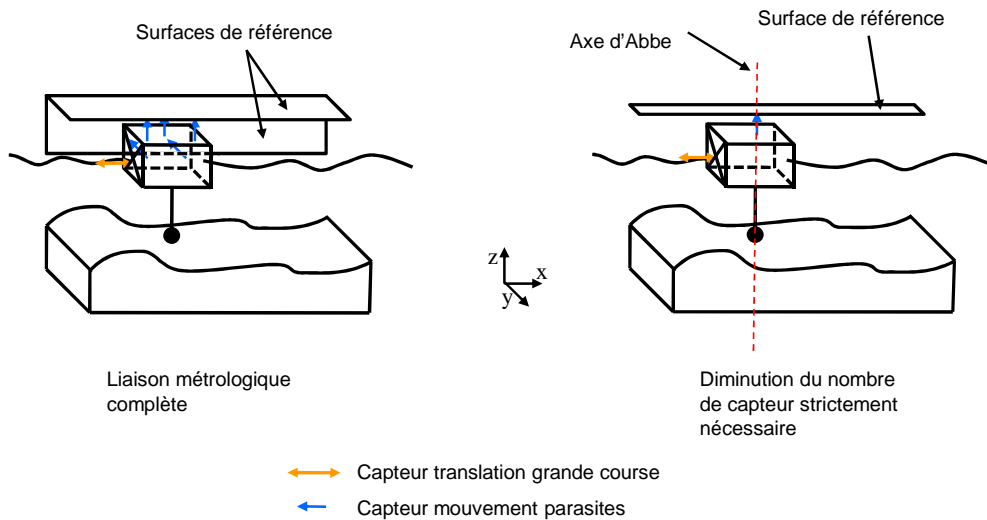
### **5.2.1. Principe**

Fondamentalement, une liaison métrologique permet de repérer la position relative de deux solides dans l'espace. On décomposera le mouvement relatif entre les deux solides suivant les 6 degrés de libertés (ddl) : 3 rotations et 3 translations. Il peut être intéressant de chercher à réaliser des liaisons métrologiques incomplètes. Une liaison métrologique incomplète est une liaison métrologique dans laquelle la position relative des deux solides n'est pas repérée suivant la totalité des 6 ddl.

Pour parvenir à diminuer le nombre de capteurs dans une liaison métrologique, il convient d'identifier les mouvements parasites qui n'affectent pas la mesure réalisée par le palpeur pièce ou dont on peut négliger l'influence sur cette mesure. Les ddl concernés sont alors susceptibles de ne pas être instrumentés.

La réduction du nombre de capteurs au sein d'une liaison métrologique présente bien évidemment un intérêt économique. Il peut être cependant intéressant dans certains cas de suréquiper d'autres liaisons pour assurer une redondance spatiale de l'information.

La Figure 39 décrit le cas simple d'une machine permettant de mesurer des rectitudes. Sur la Figure 39 (a) les six ddl sont mesurés. Cinq capteurs avec une faible étendue de mesure constatent les cinq mouvements parasites du chariot. Un capteur supplémentaire possédant une grande course, mesure la position du chariot suivant son axe principal.



a) *Figure 39: Réduction du nombre de capteur strictement nécessaires dans les liaisons métrologiques* b)

On peut affirmer dans cet exemple que :

- la rotation  $R_z$  du chariot autour de l'axe du palpeur n'aura pas d'influence sur la mesure.
- de même l'angle de roulis ( $R_x$ ) et l'angle de tangage ( $R_y$ ) du chariot auront des effets de second ordre sur la mesure car ils génèrent des déplacements perpendiculaires à la direction de mesure. Ces deux ddls pourront donc être négligés
- La translation ( $T_y$ ) du chariot suivant l'axe  $y$  n'aura aucune influence si l'on fait l'hypothèse d'une invariance du profil de la pièce à mesurer suivant la direction  $y$ .
- Seule la translation ( $T_z$ ) du palpeur suivant  $z$  est à prendre en considération.
- La translation ( $T_x$ ) est mesurée par le capteur possédant une grande étendue de mesure.

La Figure 39 décrit la liaison métrologique avec un nombre de capteur minimal. Cette architecture n'est correcte que si le capteur de mesure de la pièce est aligné avec le capteur qui mesure la rectitude  $z$  du mouvement du chariot. Il s'agit du respect du principe d'Abbe.

### 5.2.2. Application à une machine de mesure de cylindricité DMT

La Figure 40 présente la réduction du nombre de capteurs dans la « liaison métrologique pivot glissant » mise en œuvre.



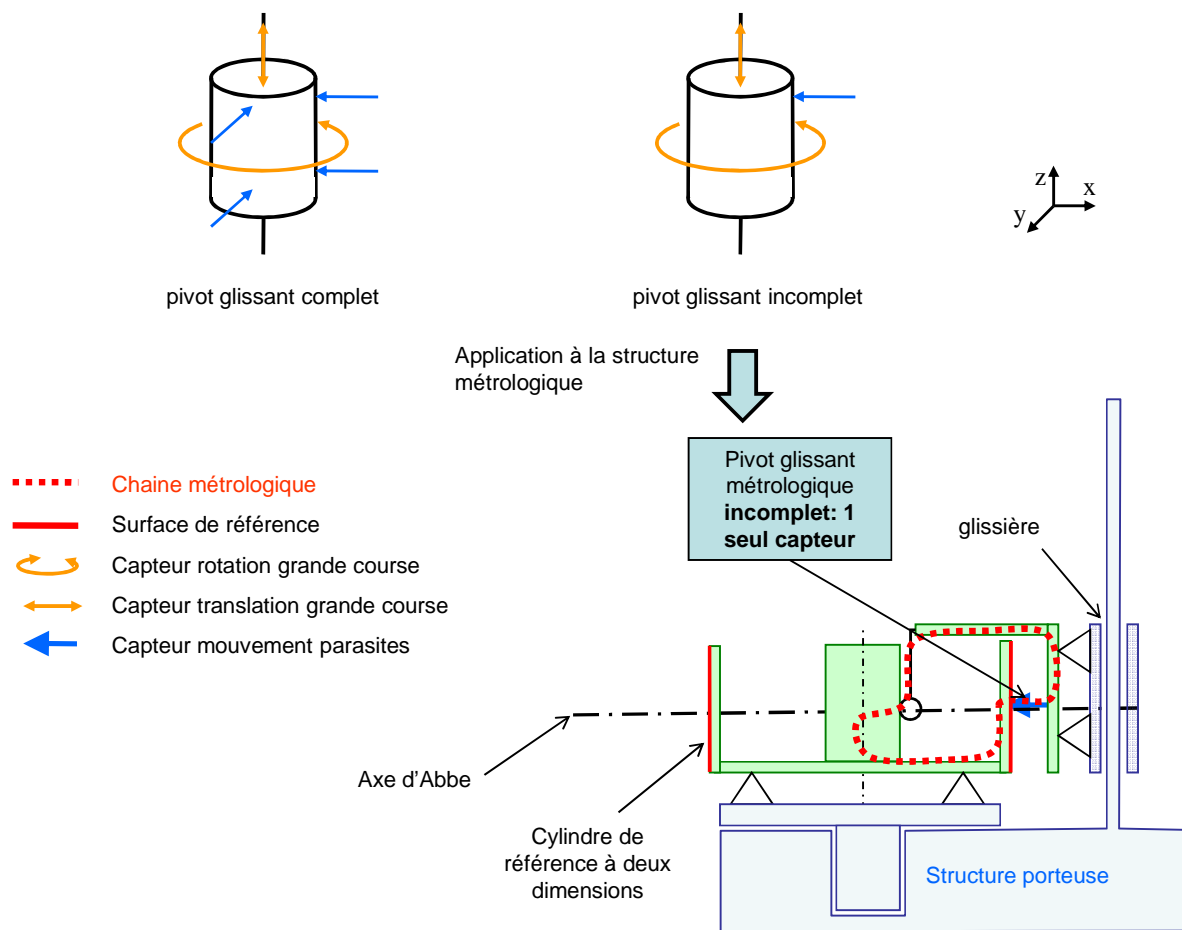


Figure 40: Application d'une réduction du nombre de capteurs à une architecture DMT

Dans le cas de la liaison métrologique incomplète, plusieurs ddls ne sont pas mesurés. La translation suivant  $y$  – que nous avons désignée par le terme *déport* – ainsi que les rotations d'axe  $x$  et  $y$  sont ignorées.

Suivant le principe de mise en œuvre d'une liaison métrologique incomplète il faut s'assurer qu'un déplacement suivant chaque ddl ignoré n'a pas d'effet significatif sur la mesure réalisée par le palpeur pièce.

- rotation d'axe  $x$  notée  $R_x$ : la mesure réalisée par le palpeur pièce est invariante par une rotation suivant l'axe  $x$ .
- rotation d'axe  $y$  notée  $R_y$ : l'application du principe d'Abbe consiste ici à aligner le capteur qui mesure la pièce et le capteur qui mesure la référence. La rotation d'axe  $y$  aura ainsi un effet de second ordre sur la mesure qui pourra être négligé. Plusieurs conditions sont toutefois à respecter. L'angle de rotation doit être très faible. Il faut s'assurer aussi que l'inclinaison des capteurs par rapport aux surfaces cibles a le même effet sur la courbe d'étalonnage du capteur pièce et sur celle du capteur référence.
- Translation d'axe  $y$  notée  $T_y$ : Nous avons précédemment désigné cette translation par le terme *déport*. Cela a pour effet de modifier la mesure réalisée par le palpeur pièce en particulier dans le cas de pièces avec des petits diamètres.

L'utilisation d'une liaison métrologique incomplète permet de réduire le nombre de capteurs de quatre à un seul capteur. Le respect du principe d'Abbe permet aussi de négliger les deux rotations qui ne sont plus mesurées. **En revanche le déport – qui a une influence sur la mesure de pièces de petits diamètres - ne peut plus être mesuré dans le cas d'une liaison métrologique incomplète.**

### 5.2.3. Exemple de réalisation respectant le principe de réduction de capteurs

L'architecture DMT optimisée selon le principe de la Figure 40 a déjà fait l'objet d'une réalisation. Il s'agit de la machine de mesure de diamètres et de formes (KOMPF) réalisée par le PTB [Neugebauer et al., 1997] et présentée sur la Figure 41.

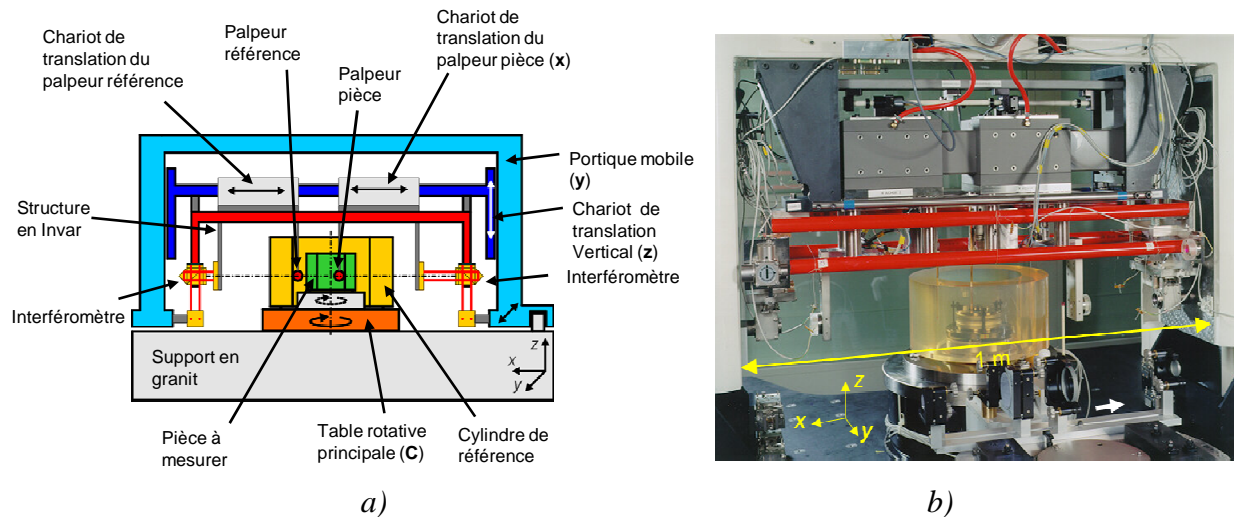


Figure 41: a) architecture du KOMPF. b) photographie du KOMPF [Jusko, 2010]

La description de l'architecture du KOMPF d'après Otto JUSKO [Jusko, 2010] est définie comme suit :

- la translation horizontale selon l'axe  $y$  est assurée par l'intermédiaire du portique équipé d'une glissière aérostatique. Cette translation permet dans le cas de la mesure de cylindricité d'aligner le palpeur avec la génératrice du cylindre.
- la rotation principale (c) est assurée par une table rotative (orange) qui engendre la rotation simultanée de la pièce à mesurer et de la référence cylindrique.
- la translation verticale ( $z$ ) est assurée par des guidages aérostatiques. Toute la structure métrologique est suspendue au chariot vertical mobile (bleu foncé).
- Chaque palpeur à contact est animé par un mouvement de translation indépendant réalisé grâce à une glissière aérostatique (gris). Les positions des chariots mobiles sont mesurées par deux interféromètres laser. Cette disposition permet d'une part de

réaliser l'étalonnage des capteurs, d'autre part d'adapter la position du palpeur pièce au diamètre du cylindre à mesurer et de réaliser des mesures de diamètre.

- Le plateau porte pièce permet de centrer et de dégauchir l'échantillon par rapport à l'axe de rotation du plateau principal. Il permet aussi de faire pivoter/décaler angulairement la pièce à mesurer autour de son axe indépendamment de la rotation principale.

L'objectif de cet équipement était de combiner la mesure de forme et des dimensions de cylindres et de sphères. Neugebauer et al dans [Neugebauer et al., 1997] ne présentent pas de résultats sur la mesure de forme. Sabuga présente dans [Sabuga et al., 2007] des mesures de diamètres effectués avec le KOMPF. Le diamètre d'un cylindre possédant un diamètre nominal de 35 mm est mesuré avec une incertitude de 30 nm à  $3\sigma$ .

Cependant, aucunes publications ne font état de mesure de forme avec cette machine.

## 6. Architecture pour une nouvelle machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude.

A ce stade, l'architecture la plus aboutie d'une machine de mesure de cylindricité correspond à la description de la Figure 40. Le KOMPF présente un exemple de réalisation basée sur cette architecture. Cette architecture assure une dissociation complète entre la structure porteuse et la structure métrologique. Sur le plan conceptuel, seule cette dissociation complète nous semble permettre d'espérer atteindre une incertitude de quelques dizaines de nanomètres.

La mise en œuvre reste cependant extrêmement difficile. **Aucune réalisation, ni industrielle, ni de référence ne semble aujourd'hui atteindre le niveau d'incertitude escompté (proche de 10 nm) sur la mesure de forme en terme de cylindricité.** Comme nous l'avons vu au chapitre 1, l'incertitude minimale annoncée en terme de rectitude sur des cylindres reste élevée (70 nm). C'est ce constat qui a motivé le lancement du projet de réalisation d'un nouvel équipement de référence pour la mesure de cylindricité.

Bien que l'application du principe DMT soit nécessaire, elle n'est pas suffisante. Plusieurs questions se posent : Comment concevoir une structure métrologique géométriquement stable ? Comment définir et réaliser des surfaces de référence ? Comment traiter les incertitudes propres aux capteurs qui équipent les liaisons métrologiques ? Comment appréhender les erreurs liées aux incertitudes de position des capteurs par rapport aux surfaces de référence ? La fin de ce chapitre est consacrée à la description des problématiques et des solutions que nous avons apportées pour concevoir un nouvel équipement de référence pour la mesure de cylindricité. Les sources potentielles d'incertitudes sont décrites dans la Figure 42. Les solutions mises en œuvre pour répondre à ces problématiques sont ensuite présentées.

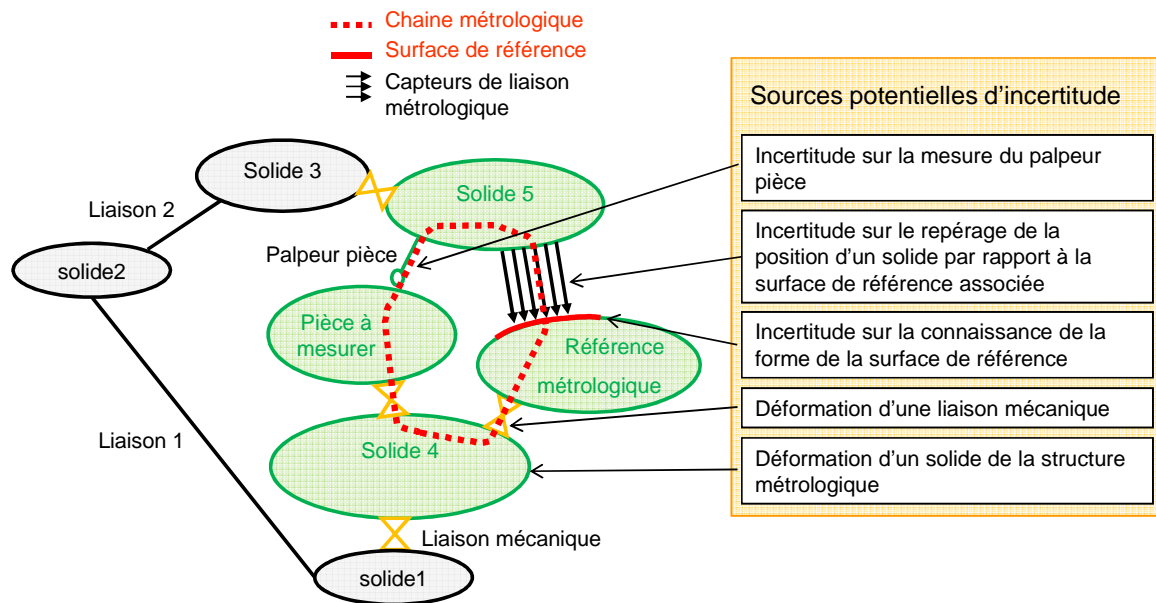


Figure 42: Sources potentielles d'incertitudes pour une machine à structure métrologique dissociée

Le schéma de la Figure 42 précise les possibilités d'altération de la chaîne métrologique. Les solides ainsi que les liaisons entre solides peuvent se déformer. Ces déformations ne sont pas évaluées par les capteurs. Il en résulte une erreur sur la mesure finale de la pièce.

L'application rigoureuse du principe de structure métrologique dissociée a permis de décharger la chaîne métrologique de toute autre fonction que celle de transport d'information. Pour cette raison, il devient aisé d'optimiser cette dernière, en vue de garantir sa stabilité dimensionnelle.

Plusieurs leviers existent. L'ajout de capteurs redondants représente un levier important ; il permet en effet de diminuer l'incertitude associée à la mesure des capteurs. C'est ce que l'on a désigné jusque-là par le terme « redondance de l'information » ou encore « redondance spatiale ». La réduction de la taille de la chaîne métrologique permet de réduire les déformations éventuelles. L'effet des variations de température peut être corrigé.

## 6.1.Redondance spatiale

### 6.1.1. Doublement des capteurs de la référence

Le doublement d'un capteur présente l'intérêt de diviser l'incertitude de mesure par  $\sqrt{2}$ . En revanche l'ajout d'un deuxième étage de capteurs implique, comme le montre la Figure 43, la mise en œuvre du principe d'Abbe reconstitué. Ce principe consiste à « reconstituer » la valeur qu'enregistre un seul capteur situé en parfait principe d'Abbe par rapport au capteur de mesure pièce. La reconstitution consiste en une moyenne pondérée des valeurs fournies par deux autres capteurs décalés par rapport au capteur mesure pièce [Lahousse, 2005]. Il est possible de mesurer avec précision les écartements «  $l_i$  » entre chaque capteur «  $C_{ri}$  » visant la référence et le capteur mesure pièce «  $C_p$  ». L'oscillation du bâti porte capteurs suivant deux

angles distincts, présentée sur la Figure 43, permet de déterminer les écartements «  $l_i$  » à partir de la lecture des trois capteurs.

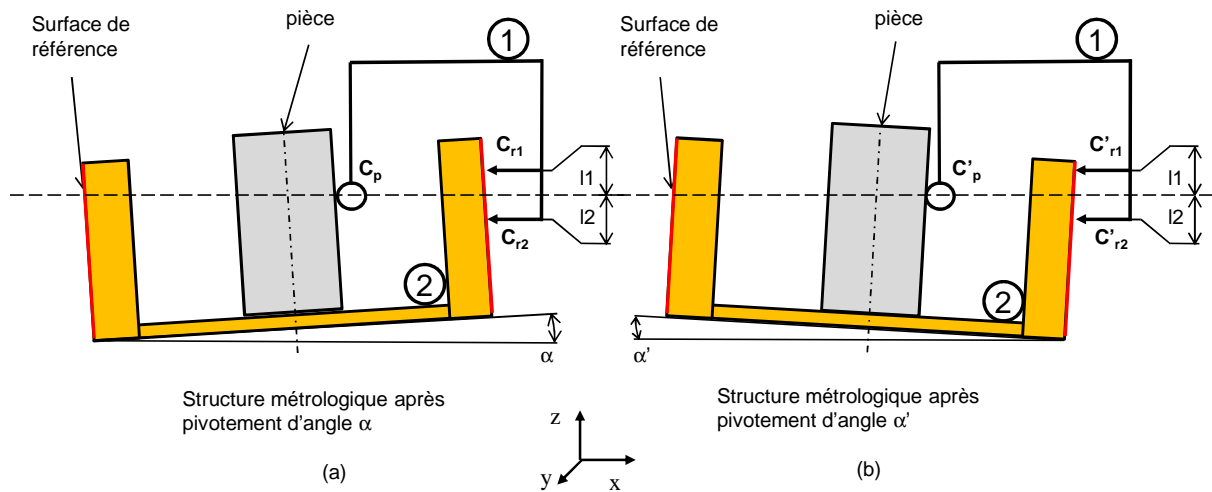


Figure 43: utilisation de deux capteurs pour reconstituer le principe d'Abbe

Sur les deux schémas de la Figure 43 :

- $C_p$  et  $C'_p$  désignent les valeurs enregistrées par le capteur pièce pour les inclinaisons respectives de l'ensemble porte capteur  $\alpha$  et  $\alpha'$ .
- De même  $C_{ri}$  et  $C'_{ri}$  désignent les valeurs enregistrées par le capteur référence numéro «  $i$  » pour les inclinaisons respectives de l'ensemble porte capteur  $\alpha$  et  $\alpha'$ .

On détermine  $l_1$  et  $l_2$  en résolvant le système suivant :

$$\begin{bmatrix} C_{r1} & C_{r2} \\ C'_{r1} & C'_{r2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_1 \\ l_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_p \\ C'_p \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

Cela permet d'aboutir à la connaissance précise de  $l_1$  et de  $l_2$ . On réalise par cette méthode la reconstitution exacte du principe d'Abbe.

### 6.1.2. Ajout de capteurs diamétralement opposés et ajout d'un second ensemble de capteurs

Une première évolution consiste à doubler les capteurs de la liaison métrologique par l'ajout de capteurs diamétralement opposés aux premiers. Cette disposition est indispensable pour l'identification de la variation de diamètre.

Une évolution supplémentaire consiste à compléter ce dispositif par un second ensemble de capteurs dans un plan perpendiculaire. Cela revient à intégrer une seconde machine perpendiculaire et indépendante.

L'ajout d'un second ensemble de capteurs permet de réaliser une vérification continue des mesures enregistrées par le premier ensemble de capteurs. La Figure 44 présente cette nouvelle disposition que nous avons adoptée pour notre machine.

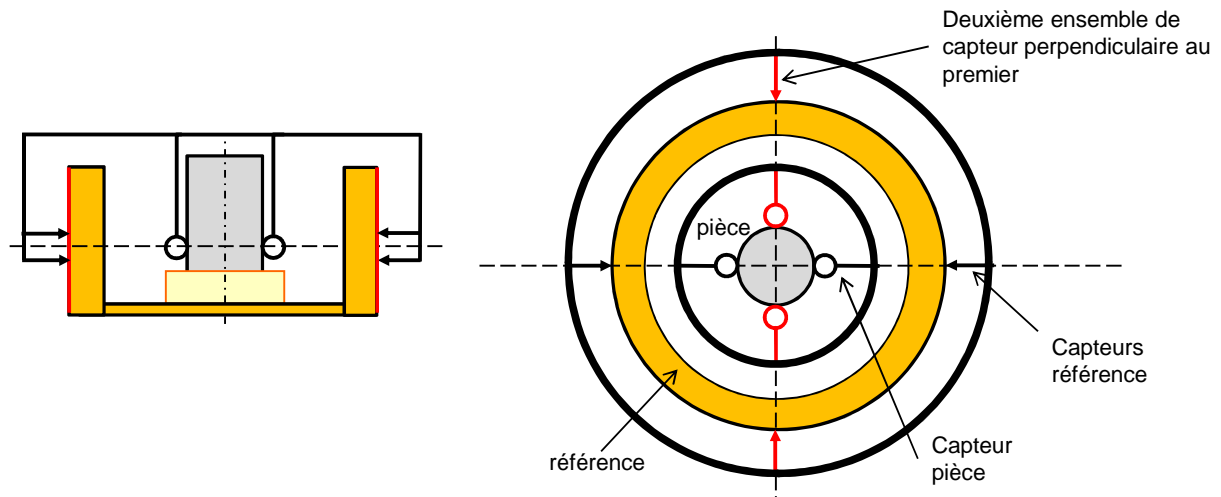


Figure 44: état de la structure métrologique

## 6.2. Réduction de la taille de la chaîne métrologique

La réduction de la taille de la chaîne métrologique présente plusieurs avantages :

- les déformations de la chaîne métrologique sous l'effet d'efforts extérieurs sont réduites.
- l'évolution de la température des composants de la chaîne métrologique est plus homogène ce qui permet de réduire l'effet préjudiciable des dilatations hétérogènes.
- les fréquences des premiers modes propres de la structure sont plus élevées. Cet effet permet de rendre la chaîne métrologique moins sensible aux vibrations basses fréquences. Ces dernières sont plus difficiles à filtrer que les vibrations hautes fréquences.

Ces multiples raisons nous amènent à réduire autant que possible la taille de la chaîne métrologique. Une possibilité de minimisation de la taille de la chaîne métrologique est présentée sur la Figure 45 (b). Dans ce cas, ce n'est plus la face extérieure de la référence cylindrique qui est utilisée comme surface de référence mais plutôt la face intérieure. Comme le montre le schéma de la Figure 45 les dimensions de la chaîne métrologique sont ainsi très réduites.

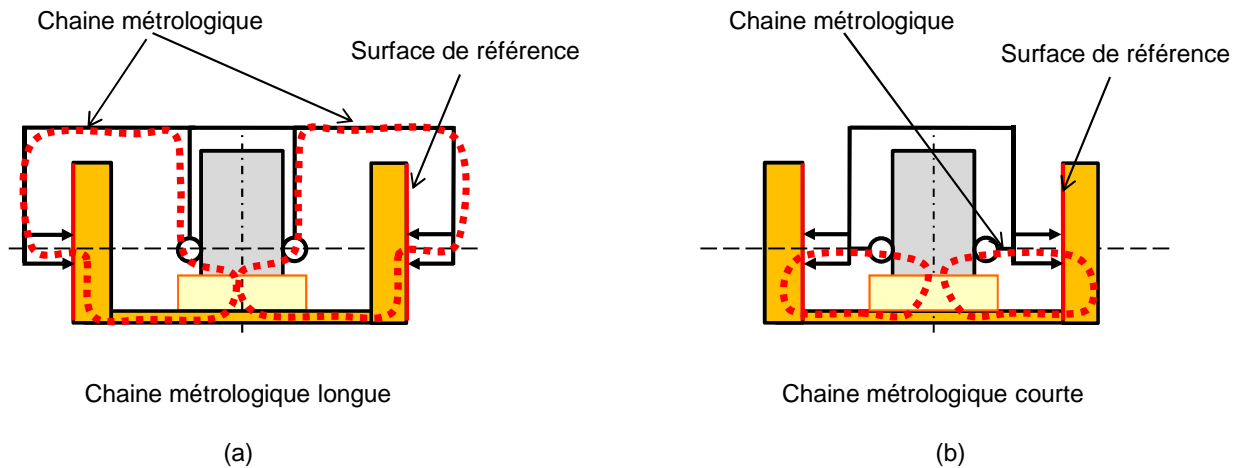


Figure 45: réduction de la taille de la chaîne métrologique

Malgré les nombreux avantages que présente cette disposition, plusieurs points restent à investiguer. En particulier, il s'agit, selon la disposition présentée sur la Figure 45 (b) d'utiliser les capteurs de la référence face à une surface concave. Or, le comportement des capteurs capacitifs n'est pas connu dans un tel cas.

On prévoit donc deux montages. Le premier correspond à une chaîne métrologique longue et le deuxième à une chaîne métrologique courte. Dans notre réalisation actuelle, nous avons adopté la disposition de la Figure 45 (a)

### 6.3. Maîtrise de la position des capteurs

#### 6.3.1. Effet d'une inclinaison relative de la structure porte capteurs / axe machine

Dans l'architecture minimale présentée sur la Figure 40, aucun moyen de mesure de l'inclinaison relative de la structure porte capteurs par rapport à l'axe de rotation principale machine n'est mis en œuvre. Le schéma de la présente l'effet d'une telle inclinaison.

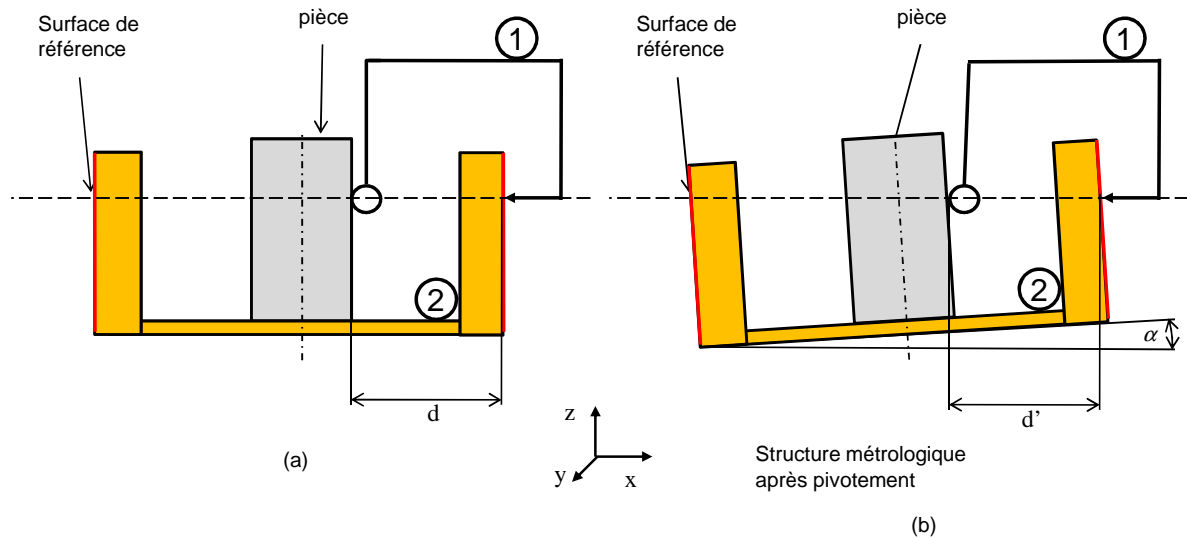


Figure 46: effet d'une inclinaison de la structure porte capteurs/axe machine

Sur le schéma de la Figure 46, les deux palpeurs mesurent la distance entre la génératrice du cylindre de référence et la génératrice de la pièce à mesurer. La valeur enregistrée est plus exactement la projection de la variation de distance entre les génératrices sur l'axe de mesure des capteurs.

Sur la Figure 46, on note «  $d$  » la distance entre les deux génératrices en projection sur l'axe de mesure dans une situation où le cylindre de référence n'est pas incliné; la distance entre les deux génératrices en projection sur l'axe de mesure après inclinaison d'un angle «  $\alpha$  » de la structure porte capteurs, est notée «  $d'$  ». Cette configuration nous amène à établir la relation suivante entre  $d$  et  $d'$  :

$$d = d' \cos \alpha \quad (2.6)$$

Dans l'hypothèse d'un petit angle on peut écrire, en se limitant au premier terme d'un développement de Taylor :

$$d = d' - d' \frac{\alpha^2}{2} \quad (2.7)$$

Par conséquent, négliger l'inclinaison de l'ensemble 2 par rapport à l'ensemble 1 revient à introduire une erreur de mesure de second ordre notée «  $\varepsilon$  » exprimée comme suit

$$\varepsilon = d' \frac{\alpha^2}{2} \quad (2.8)$$

La distance «  $d$  » est au maximum égale au rayon du cylindre de référence envisagé qui est de 300 mm. L'écart angulaire responsable d'une erreur de 0.5 nm est donc de 58 microradians. Par conséquent l'équipement de cylindricité à concevoir ne doit pas présenter une inclinaison entre l'ensemble porte capteur et l'ensemble référence/pièce supérieure à 58 microradians.



### 6.3.2. Contrôle de l'inclinaison

La disposition de dédoublement de l'étage capteurs que nous proposons permet, outre l'application du principe d'Abbe reconstitué, de contrôler l'inclinaison de la cible, comme le montre le schéma de la Figure 47. Par souci de symétrie et pour l'importance fondamentale que cette disposition revêt pour l'identification de la variation des diamètres, on doublera les capteurs diamétralement opposés introduits au paragraphe 6.1.2 comme le montre la Figure 47.

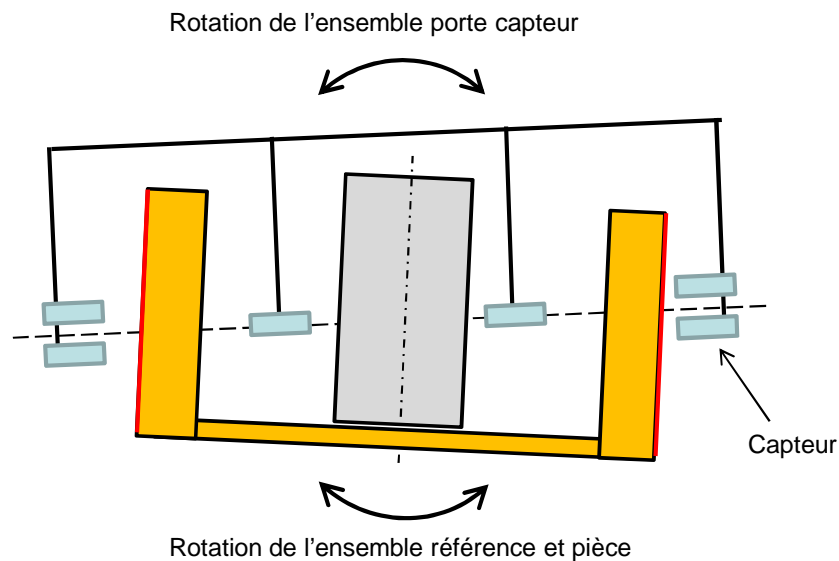


Figure 47: mesure de l'inclinaison de la référence

### 6.3.3. Correction du déport

La problématique du déport a déjà été présentée en détail au paragraphe 1.4. La conclusion tirée était que seul le déport créé par un défaut de broche ne pouvait être corrigé par une approche analytique. En effet, chaque broche est différente et possède un défaut de rotation qui lui est propre. En outre, le défaut de rotation de la broche possède une composante non répétable. Par conséquent, toute estimation *a priori* du déport est erronée.

Les capteurs placés perpendiculairement à la direction de mesure permettent de mesurer en temps réel (au cours de la mesure) le déplacement déport en fonction de l'angle de rotation. L'effet de ce déport, calculé par la relation (2), pourra donc être compensé *a posteriori* une fois la mesure complètement effectuée. Le schéma de la Figure 48 présente le dispositif mis en œuvre.

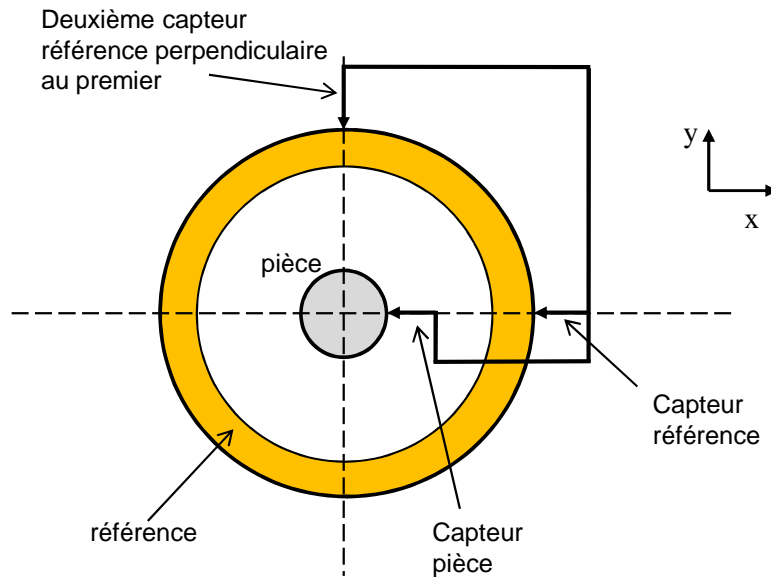


Figure 48: deuxième capteurs perpendiculaire au premier capteur

L'architecture minimale présentée sur la Figure 40 - qui avait fait l'objet de la réalisation de la machine KOMPF par le PTB [Jusko, 2010] - correspondait à une réduction du nombre de capteurs au minimum. Plus précisément, la liaison métrologique complète était remplacée par une liaison métrologique incomplète dans laquelle seule le ddl le long de l'axe de mesure est mesuré (cf. paragraphe 5.2).

Nous avons démontré que, pour le niveau d'incertitude visé, les mesures de l'inclinaison et du déport des capteurs sont nécessaires. Cela nous a conduits à reconsidérer la mise en œuvre d'une liaison métrologique incomplète et à finalement adopter - pour le projet de mesure de cylindricité de haute exactitude - une liaison métrologique pas seulement complète, mais redondante.

#### 6.4. Précaution à prendre lors de l'instrumentation des liaisons métrologiques

L'utilisation de palpeurs à contact pour la liaison métrologique décrite sur la Figure 38 pose plusieurs problèmes. La première difficulté est liée au comportement dynamique du palpeur. Ce problème est présenté par Neugebauer et al. dans [Neugebauer et al., 1997]. Le palpeur pièce mesure des variations de distance, causées par les défauts de forme du cylindre de référence combinés avec les défauts du mouvement de rotation de ce cylindre. Si la vitesse angulaire du cylindre de référence est relativement élevée, cela risque d'engendrer une source d'excitation du palpeur. En particulier l'effet peut être très important si la fréquence d'excitation correspond à un mode propre du palpeur. La réduction de la vitesse de rotation de la référence peut palier le phénomène de résonance mais cela reste empirique et incertain.

L'utilisation d'un palpeur à contact pose aussi le problème de l'usure des surfaces de référence. En effet, le balayage répété de la touche du palpeur sur la surface de référence peut

dégrader cette dernière. Il devient dans ce cas difficile de déterminer le défaut de forme de la référence car celui-ci évolue presque à chaque passage du palpeur.

Enfin, l'utilisation d'un capteur ponctuel rend le repérage de la position de la surface de référence incertain. Le schéma de la Figure 49 décrit la situation du repérage de la surface de référence grâce à un palpeur ponctuel. On observe que l'incertitude de positionnement du palpeur par rapport à la surface de référence peut être à l'origine d'une incertitude sur la mesure de la position.

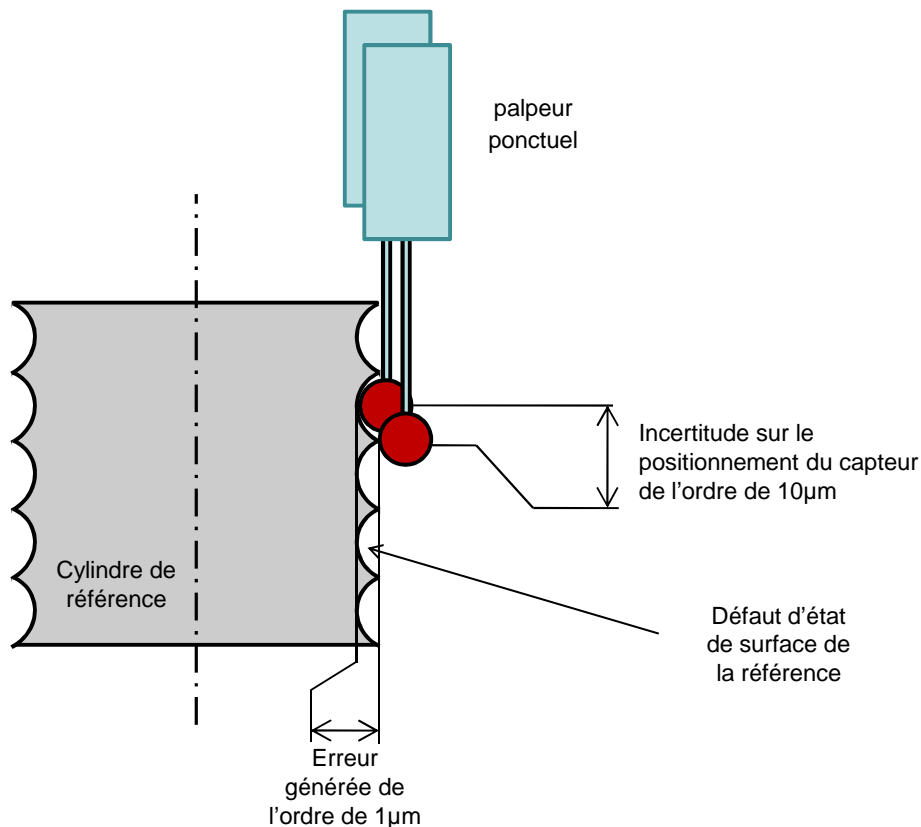


Figure 49: effet de l'état de surface sur la mesure ponctuelle

Pour faire face à cette difficulté nous avons décidé d'utiliser des capteurs sans contact qui, en plus de s'affranchir des problèmes vibratoires, évitent le phénomène d'usure.

Dans cette catégorie de capteurs sans contact nous avons privilégié des capteurs surfaciques qui présentent l'avantage supplémentaire de réaliser un filtrage des défauts d'état de surface. Ce choix permet de s'affranchir du problème de positionnement des capteurs ponctuels décrit sur la Figure 49. Le choix des capteurs employés, fait l'objet du chapitre 4.

## **6.5.Maîtrise des perturbations d'origine thermique**

### **6.5.1. Origine des variations de température.**

Les origines des variations de température peuvent être externes ou internes à l'équipement de mesure.

Les sources de perturbation dans l'environnement de la machine sont multiples et généralement aléatoires. La présence d'un opérateur ou celle d'un éclairage peuvent par exemple modifier la température de la salle.

Les sources de perturbation internes à l'équipement de mesure sont constituées par les actionneurs et les systèmes de transformation de mouvement. Certains systèmes d'acquisition mettent en œuvre des modules électroniques qui constituent aussi d'importantes sources de chaleur.

### **6.5.2. Maîtrise des effets des variations de température**

Les variations de température provoquent la dilatation des composants de l'équipement de mesure. On distinguera les dilatations homothétiques des dilatations hétérogènes qui conduisent à une modification de la forme des pièces.

Les solutions de conception adoptées pour réduire les dilatations au sein de la structure métrologique seront présentées au chapitre 5. La suite de ce paragraphe présente la solution adoptée pour réduire l'effet des dilatations.

La solution présentée dans la suite est basée sur 3 conditions qui doivent être réunies :

- la dilatation de la structure métrologique et du cylindre de référence doivent être homogène.
- les défauts de forme de la surface de référence doivent être connus.
- les dilatations ne doivent pas créer un décalage de la pièce

La *Figure 50* décrit le cas de la dilation du cylindre de référence et du support porte capteurs. L'utilisation de capteurs diamétralement opposés permet d'annuler l'effet des dilatations homothétiques.

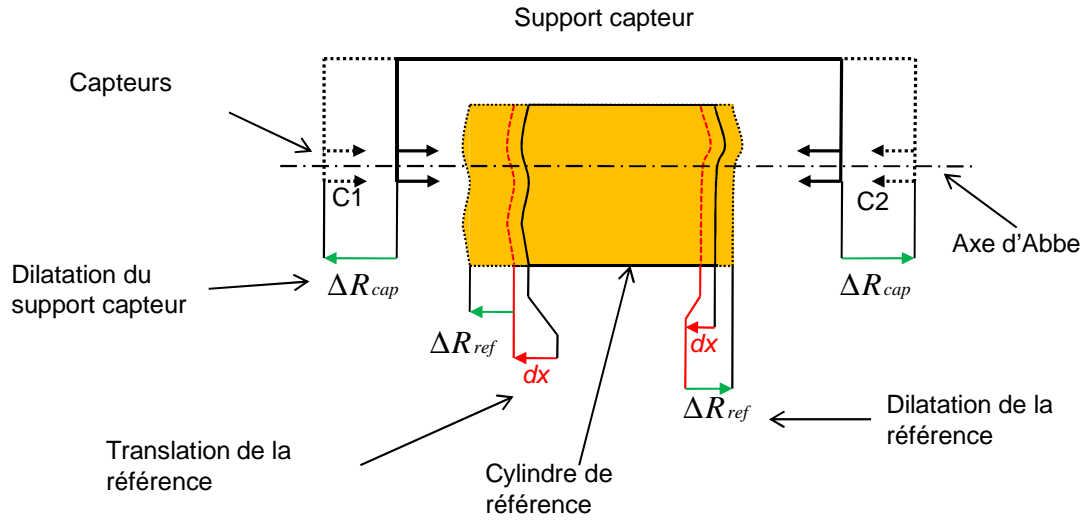


Figure 50: effet des dilatations homothétiques

Le but de la liaison métrologique est de mesurer, lors d'une mesure de pièce, le déplacement relatif du *cylindre de référence* par rapport au *support capteurs*. Ce déplacement relatif se traduit – dans le plan de la *Figure 50* - par une translation le long de l'axe d'Abbe. Nous noterons cette translation «*dx*». Dans un but de clarté, nous n'avons représenté ce déplacement sur la *Figure 50* que pour une position angulaire donnée.

**C1** : conformément au principe d'Abbe reconstitué décrit au paragraphe 6.1.1, **C1** est la moyenne pondérée des valeurs enregistrées par les deux capteurs de gauche après correction du défaut de forme de la référence.

**C2** : conformément au principe d'Abbe reconstitué décrit au paragraphe 6.1.1, **C2** est la moyenne pondérée des valeurs enregistrées par les deux capteurs de droite après correction du défaut de forme de la référence.

$\Delta R_{cap}$  représente la variation du rayon du support capteur sous l'effet de sa dilatation

$\Delta R_{ref}$  représente la variation du rayon du cylindre de référence sous l'effet de sa dilatation

Chaque capteur visant la référence mesure l'effet de la dilatation du support capteur combiné à l'effet de la dilatation de la référence et au déplacement relatif référence/support capteurs :

$$\Delta C_1 = \Delta R_{cap} - \Delta R_{ref} - d_x \quad (2.9)$$

$$\Delta C_2 = \Delta R_{cap} - \Delta R_{ref} + d_x \quad (2.10)$$

Les valeurs enregistrées d'un seul côté de la référence ne sont pas suffisantes pour évaluer le déplacement  $\mathbf{dx}$ . Dans l'équation (2.9) on ne connaît pas  $\Delta R_{\text{cap}}$  et  $\Delta R_{\text{ref}}$ . Grace aux capteurs diamétralement opposés il est possible d'annuler l'effet des dilatations :

$$d_x = \frac{\Delta C_2 - \Delta C_1}{2} \quad (2.11)$$

## 7. Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes focalisés sur l'analyse des équipements existants qu'ils soient industriels comme ceux des constructeurs Mahr, Taylor-Hobson, Kosaka, Mitutoyo, ou des équipement de référence développés pour des laboratoires nationaux de métrologie comme le PTB et le NIST. Cette analyse bibliographique nous a amené progressivement à définir l'architecture optimisée d'une nouvelle machine [Vissière et al., 2012a][Vissière, Nourra, Damak, David, Vailleau, et al., 2011a], qui s'appuie sur le concept de structure métrologique dissociée (DMT).

La machine à mesurer la cylindricité est basée sur la comparaison de la forme de la pièce à mesurer à celle d'une référence métrologique de cylindricité. Cette référence est matérialisée par une pièce cylindrique qui possède nécessairement des défauts de forme.

La référence métrologique sera donc constituée d'une pièce cylindrique accompagnée d'une table de correction décrivant sa forme. Ce concept pose les deux interrogations suivantes :

- Quel est le niveau de stabilité de la table de correction associée à la référence cylindrique ? Sous l'effet de perturbations thermique et mécanique, la pièce cylindrique peut en effet se déformer, ce qui rend obsolète la table de correction.
- Quelle est l'incertitude associée à la définition de la table de correction et donc à l'identification des défauts de forme de la référence ? Il faut faire face à ce sujet à un paradoxe apparent : comment mesurer une pièce cylindrique avec une incertitude nanométrique alors que la seule machine capable de réaliser cette performance nécessite une pièce cylindrique mesurée avec une incertitude nanométrique ?

Il faudra donc s'attacher à définir les solutions adéquates pour assurer une maîtrise de la stabilité de forme de la référence sous l'effet de perturbations et cela à un niveau nanométrique.

Il sera également nécessaire de déterminer les méthodes permettant d'identifier les défauts de forme de cette référence cylindrique avec des incertitudes en accord avec le niveau d'incertitude visé par l'équipement final. La description de ces méthodes devra être accompagnée d'une réflexion sur leur mise en œuvre pratique dans la mesure où la qualité de la mesure de forme sera étroitement liée à sa mise en œuvre matérielle. On utilisera pour décrire la mesure de la référence le terme « d'étalonnage machine », qui fera l'objet du chapitre 3.

# Chapitre 3

## Etalonnage machine

Ce chapitre est centré sur la méthode *d'étalonnage de la référence*, déjà brièvement abordée dans le chapitre précédent. Il s'agit d'identifier les défauts de forme du cylindre de référence avec une incertitude la plus faible possible. Idéalement on vise un ordre de grandeur de quelques nanomètres.

L'étalonnage de la référence se fait sur la base d'une méthodologie qui s'inspire de la logique des méthodes de séparation de défauts classiquement utilisées en métrologie dimensionnelle.

Ces méthodes sont généralement pratiquées pour identifier les défauts d'un axe machine : rectitude pour un axe de translation ou défaut de rotation pour une broche. Dans notre cas, on comparera le défaut de forme de la référence par rapport à celui d'une pièce de qualification en s'affranchissant entièrement des défauts de mouvement.

### 1. Principe d'étalonnage de la machine

#### 1.1. Stratégie d'étalonnage

Nous rappelons ici que la nouvelle machine réalise une comparaison de la forme de la pièce à mesurer à celle d'un cylindre de référence. Pour étalonner le cylindre de référence nous utilisons une pièce de qualification en lieu et place de la pièce à mesurer. La pièce de qualification est donc un cylindre placé au centre de la machine. Dans la pratique, il pourrait même s'agir de la pièce que l'on souhaite mesurer par la suite.

Ni le défaut de forme de la référence, ni celui de la pièce de qualification ne sont *a priori* connus. Effectuer une mesure dans ces conditions conduirait seulement à établir la différence de forme entre la pièce de qualification et la référence. Le principe de l'opération d'étalonnage de la référence repose sur la séparation du défaut de forme de la référence de celui de la pièce de qualification.

L'étalonnage de la référence sera réalisé in-situ, sans avoir recours à aucun élément extérieur à la machine. L'étalonnage in-situ évite la manutention de la référence cylindrique entre deux machines ce qui pourrait être à l'origine de déformations non contrôlées.

Pour s'affranchir des perturbations liées aux opérations manuelles, l'ensemble des procédures d'étalonnage sera automatisé. L'automatisation de ces procédures permettra par ailleurs, de réaliser des étalonnages de contrôle à une fréquence relativement élevée. Cela ne serait concrètement pas réalisable dans le cas d'interventions manuelles complexes.

Pour décrire la forme d'un cylindre, on cherche à évaluer les trois composantes suivantes de l'écart de cylindricité. Ces trois composantes ont déjà été détaillées au chapitre 1:

- l'écart de circularité correspond aux différents *profils de circularité* étagés le long de l'axe du cylindre.
- l'écart de la *ligne médiane* correspond au défaut de rectitude de la ligne médiane du cylindre.
- l'écart radial correspond à la variation du *rayon local* le long de l'axe du cylindre.

Nous proposons de traiter les mesures d'une manière globale pour aboutir à une évaluation du défaut de forme de la référence au sens que nous avons défini au chapitre 1 d'écart local de cylindricité en tout point de la pièce. Nous prévoyons dans un souci de clarté d'évaluer dans cet étalonnage toutes les composantes de ce défaut : les profils de circularité étagés, la position relative des différentes sections selon deux directions perpendiculaires à l'axe du cylindre et la variation de diamètre aux différentes altitudes.

## 1.2. Les techniques classiques de séparation de défauts

Fondamentalement, les techniques de séparation des défauts consistent à séparer la composante systématique du défaut de mouvement d'un guidage mécanique d'un système de mesure, de celui d'une référence. En 1996 Loewen et al. ont publié une synthèse de ces techniques dans [Loewen et al., 1996]. Pour la mesure de rectitude, c'est la méthode bien connue de « retournement de la règle » qui est pratiquée. Loewen rappelle dans [Loewen et al., 1996] le principe de cette méthode

Dans le cas de la mesure de circularité, deux méthodes de séparation de défauts sont rappelées par Loewen dans [Loewen et al., 1996]:

- la méthode de « retournement simple », introduite en 1972 par R.R. Donaldson [Donaldson, 1972] et repris dans de nombreux travaux [Lipa et al., 1980][Marsh et al., 2010][Lee et al., 2009].
- la « méthode de multi-retournement » détaillée par D.Whitehouse en 1976 dans [Whitehouse, 1976] Une méthode similaire à cette dernière a été développée par T. Coorevits et J.M. David en 1991 dans le cas des plateaux pivotants montés sur machines à mesurer tridimensionnelles [Coorevits et al., 1991]. Des travaux plus récents sont basés sur la méthode de multi-retournement [Osawa et al., 2005][Zhao et al., 2006]



## 2. Etalonnage de la référence : circularités étagées

### 2.1. Séparation des défauts par retournement simple

Le schéma de la Figure 51 montre la procédure de séparation des défauts, inspirée du retournement simple de Donaldson [Donaldson, 1972]. Cette procédure se déroule en deux étapes :

- Etape 1 : la pièce de qualification et le cylindre de référence sont mesurés simultanément sur  $360^\circ$
- Etape 2 : la pièce de qualification est à nouveau mesurée simultanément avec le cylindre de référence sur  $360^\circ$  après l'avoir décalée angulairement de  $180^\circ$  par rapport au cylindre de référence et après avoir décalé aussi le capteur de mesure pièce de  $180^\circ$ .

On dispose ainsi de deux mesures : dans la première on évalue la différence entre le défaut pièce et le défaut référence, dans la seconde on évalue la somme des deux défauts. En effet, le retournement a pour conséquence d'inverser le signe du défaut de circularité de la pièce.

Le calcul simple d'une demi-somme et d'une demi-différence permet d'extraire le défaut de la pièce de qualification et celui de la référence. Les formulations mathématiques suivantes illustrent la méthode.

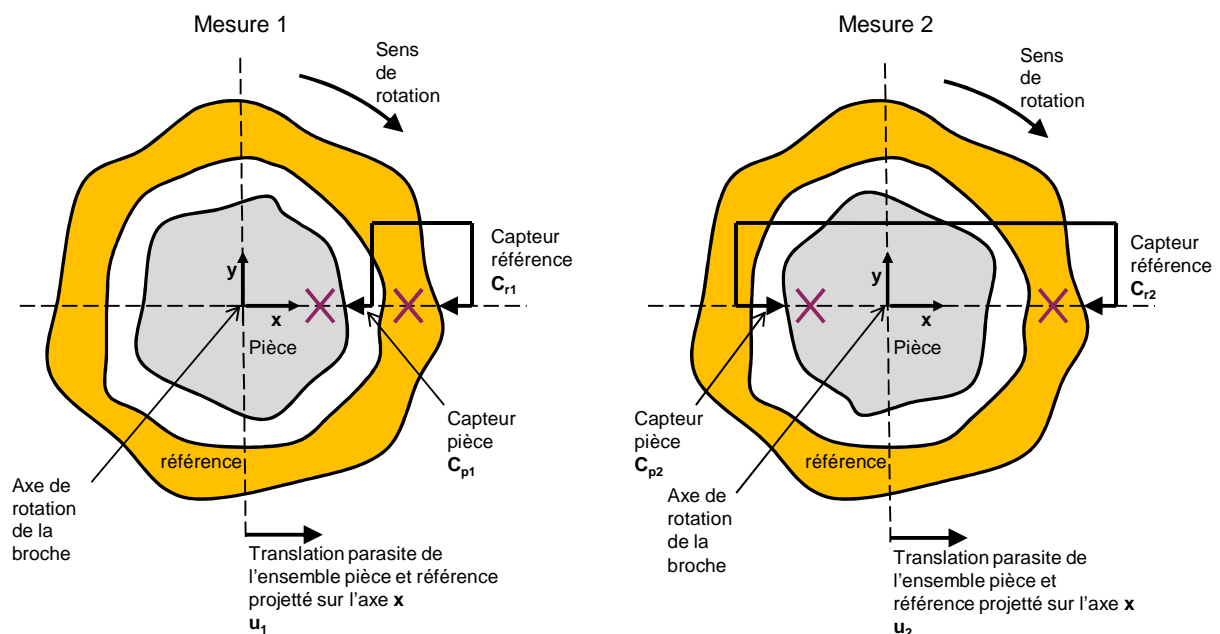


Figure 51: mise en œuvre du retournement simple

$D_p$  : le défaut de circularité de la pièce de qualification

$D_r$  : le défaut de circularité du cylindre de référence

$u_i$  : la translation parasite de l'ensemble constitué du cylindre de référence et de la pièce de qualification en projection sur la l'axe  $\mathbf{x}$ . Ce mouvement est lié au défaut de mouvement de la broche pour la mesure  $i$ .

$C_{ri}$  : mesure enregistrée par le capteur référence sur 360° pour la mesure  $i$

$C_{pi}$  : mesure enregistrée par le capteur pièce sur 360° pour la mesure  $i$

Avant le retournement :

$$C_{r1} = D_r + u_1 \quad (3.1)$$

$$C_{p1} = D_p + u_1 \quad (3.2)$$

D'après (3.1) et (3.2) on a :

$$m_1 = C_{r1} - C_{p1} = D_r - D_p \quad (3.3)$$

Après le retournement :

$$C_{r2} = D_r + u_2 \quad (3.4)$$

$$C_{p2} = D_p + u_2 \quad (3.5)$$

D'après (3.4) et (3.5) on a :

$$m_2 = C_{r2} - C_{p2} = D_r - D_p \quad (3.6)$$

En conclusion, la résolution du système formé par les équations (3) et (6) donne :

$$D_r = \frac{m_1 + m_2}{2} \quad (3.7)$$

$$D_p = \frac{m_2 - m_1}{2} \quad (3.8)$$

Cette méthode permet de séparer le défaut d'une pièce de qualification de celui du cylindre de référence en effectuant seulement deux mesures.

En revanche, il est nécessaire de déplacer le capteur pièce. La manipulation du capteur peut perturber la stabilité de la structure métrologique et risque de dégrader son étalonnage. Une solution pour éviter cette source d'incertitude consiste à mettre en place un deuxième capteur pièce diamétralement opposé au premier. Dans ce cas aucune manipulation n'est nécessaire durant la mesure. Le schéma de la Figure 52 décrit un tel dispositif.

L'ajout d'un deuxième capteur pièce diamétralement opposé au premier permet d'évaluer les variations de diamètres de la pièce le long de son axe. On choisit aussi de doubler le capteur référence. Cela permet de mesurer simultanément les variations de diamètres de la référence le long de son axe.

Le doublement des capteurs pièce et référence permet alors de réaliser deux mesures par retournement simultanément. Ce fait apporte une redondance supplémentaire à la mesure par retournement.

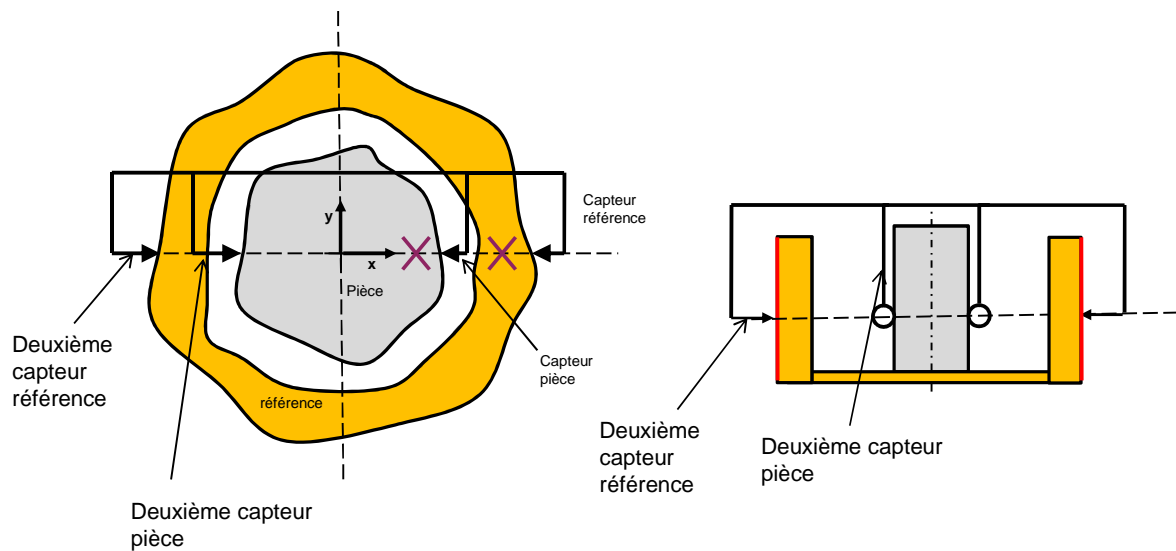
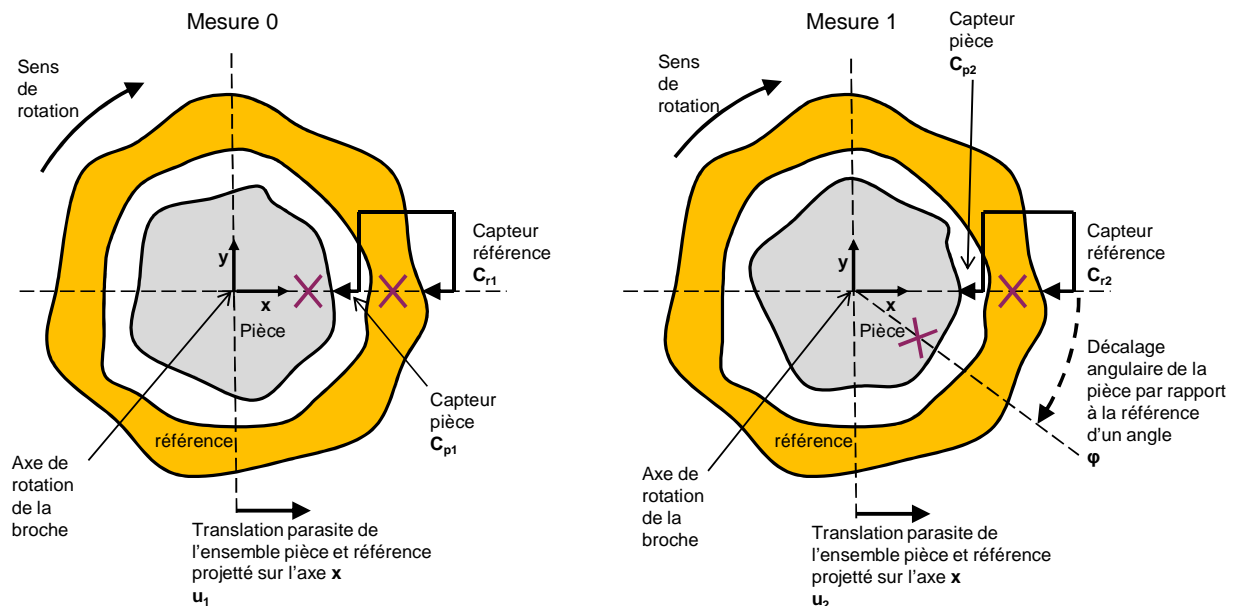


Figure 52: dispositif pour réaliser la procédure de retournement simple

## 2.2.Séparation des défauts par multi-retournement

### 2.2.1. Description de la méthode

La méthode de séparation des défauts inspirée de la méthode de multi-retournement est présentée sur la Figure 53. Cette méthode consiste à pratiquer  $N$  décalages angulaires réguliers entre le cylindre de référence et la pièce de qualification. Les profils des deux pièces sont mesurés simultanément sur un tour complet après chaque décalage angulaire.



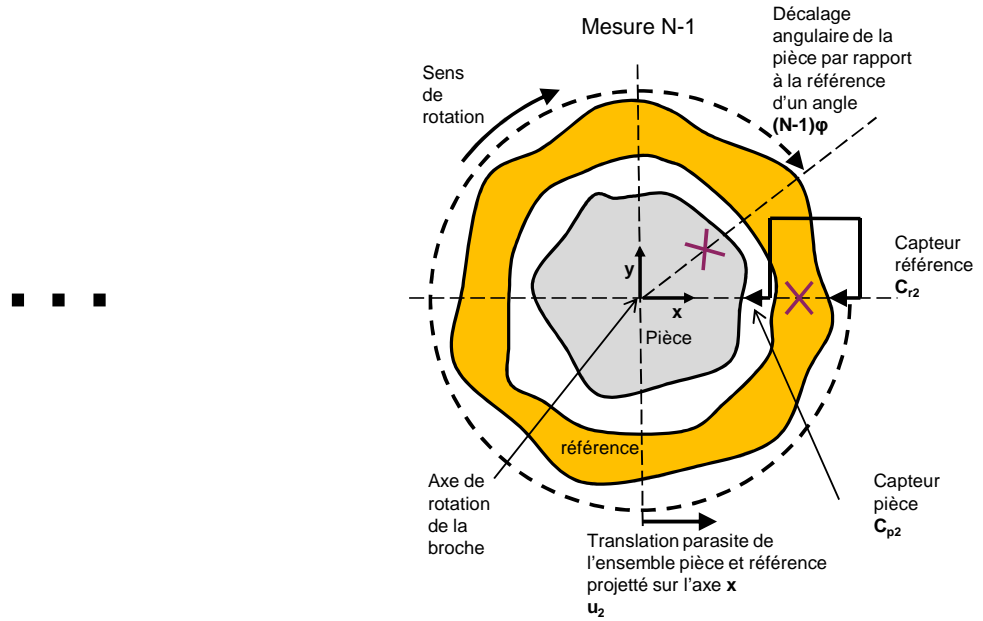


Figure 53: procédure de multi-retournement

$k$  : numéro de mesure de 0 à N-1

$\theta$  : position angulaire de l'ensemble pièce et référence

$\varphi$  : pas du décalage angulaire entre la pièce et la référence

$D_p(\theta)$  : le défaut de circularité de la pièce de qualification en fonction de  $\theta$

$D_r(\theta)$  : le défaut de circularité du cylindre de référence en fonction de  $\theta$

$u_k$  : la translation parasite de l'ensemble constitué du cylindre de référence et de la pièce de qualification en projection sur la l'axe  $x$ . Ce mouvement est lié au défaut de mouvement de la broche pour la mesure  $i$ .

$C_{rk}$  : mesure enregistrée par le capteur référence sur  $360^\circ$  pour la mesure  $i$

$C_{pk}$  : mesure enregistrée par le capteur pièce sur  $360^\circ$  pour la mesure  $i$

Pour chaque décalage angulaire, la différence entre les indications des deux capteurs sur un tour représente l'écart entre le profil de circularité de la pièce de qualification et celui du cylindre de référence :

Ecart de profil de circularité pour la mesure  $k$  :

$$C_{rk}(\theta) = D_r(\theta) + u_k(\theta) \quad (3.9)$$

$$C_{pk}(\theta) = D_p(\theta + k\varphi) + u_k(\theta) \quad (3.10)$$

D'après (1) et (2) on a :

$$m_k(\theta) = C_{rk}(\theta) - C_{pk}(\theta) = D_r(\theta) - D_p(\theta + k\varphi) \quad (3.11)$$

On effectue ensuite la moyenne des écarts mesurés sur les  $N$  décalages calés angulairement par rapport au cylindre de référence. Cela donne l'écart entre la circularité de la référence et une *moyenne de  $N$  profils de circularité de la pièce régulièrement déphasée*.

Moyenne des écarts :

$$\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} m_k(\theta) = D_r(\theta) - \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} D_p(\theta + k\varphi) \quad (3.12)$$

On en déduit une expression de profil de circularité de la référence.

$$D_r(\theta) = -\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} m_k(\theta) - \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} D_p(\theta + k\varphi) \quad (3.13)$$

La première somme de l'expression (3.13) est obtenue à partir des mesures réalisées. Estler et al. [Estler et al., 1997] ont montré que la deuxième somme de l'expression (3.13) - i.e. la *moyenne de  $N$  profils de circularités d'une pièce régulièrement déphasée* - est une fonction qui contient seulement des harmoniques dont le rang est multiple de  $N$ . Ainsi la moyenne de 3 circularités déphasées de  $120^\circ$  contiendra les harmoniques de rang 3, 6, 9 ...etc. Dans le cas où le profil de la pièce ne contient pas d'harmonique dont l'ordre est un multiple du nombre de décalage, la deuxième somme de l'expression (3.13) est égale à zéro (3.14). Le profil de circularité de la référence s'exprime alors comme la simple moyenne des écarts mesurés (3.15)

$$\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} D_p(\theta + k\varphi) = 0 \quad (3.14)$$

$$D_r(\theta) = -\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} m_k(\theta) \quad (3.15)$$

Il suffit donc d'effectuer un nombre de décalage «  $N$  » supérieur au rang de l'harmonique de plus haut degré propre à la pièce. Dans ce cas, la moyenne des écarts effectuée suite à la procédure de multi-retournement (3.15) correspondra à la circularité du cylindre de référence. La même moyenne peut être réalisée en calant les mesures sur la pièce et on obtient alors le résultat réciproque qui est la circularité de la pièce de qualification.

### **2.2.2. Moyen de contrôle du résultat.**

La faiblesse de cette méthode tient dans le fait que l'on n'est pas capable de distinguer un défaut qui présenterait une périodicité de  $N$  ondulations par tour. Pour résoudre ce problème, il est tout à fait possible d'appliquer deux fois la méthode de multi-retournement : une

première fois avec  $N$  décalages angulaires, et une deuxième fois avec  $P$  décalages angulaires. On choisit  $P$  et  $N$  premiers entre eux.

- Dans le cas où les deux résultats sont identiques, seul un défaut dont l'ordre serait multiple de  $N \times P$  pourrait être masqué. A titre d'exemple, si l'on considère  $N = 37$  et  $P = 43$ , seul un défaut dont l'ordre serait multiple de  $P \times N = 1591$  ondulations par tour serait masqué. Il s'avère, comme cela a été précisé au chapitre 1, qu'à partir de 1500 ondulations par tour, on ne parle plus de défaut de forme, mais plutôt de l'état de surface.
- Dans le cas où les deux résultats ne sont pas identiques, il est nécessaire de réitérer la procédure avec un couple  $(N, P)$  différents.

### 2.2.3. Mise en œuvre de la méthode de multi-retournement

L'architecture de la machine prévoit l'introduction d'un élément intermédiaire appelé plateau décaleur. Ce plateau permet de réaliser le décalage de la pièce de qualification par rapport au cylindre de référence comme schématisé sur la Figure 54. Par ailleurs, cet élément doit assurer une liaison stable - de l'ordre de quelques nanomètres - entre le cylindre de référence et la pièce étalon lors de la mesure. Cette stabilité est exigée car le plateau décaleur est traversé par la chaîne métrologique.

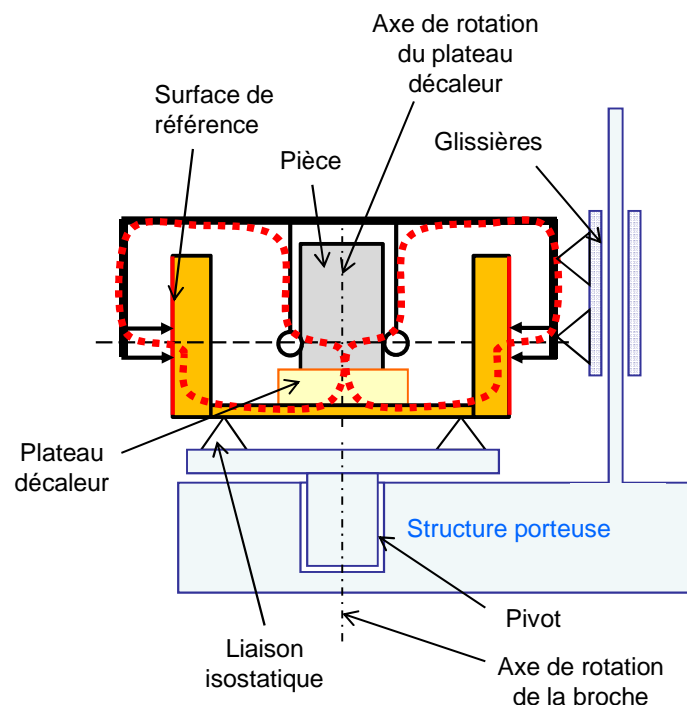


Figure 54: plateau décaleur

## 2.2.4. Simulation du multi-retournement

Pour valider la méthode de séparation de défauts par multi-retournement, nous avons réalisé des simulations – déjà publiées dans [Vissière et al., 2012b][Vissière, Nouira, Damak, David, Vailleau, et al., 2011b] - selon l'enchaînement suivant :

1. création d'un défaut de forme aussi bien pour la pièce de qualification que pour le cylindre de référence,
2. application des calculs de la méthode de multi-retournement,
3. comparaison du résultat de la méthode de multi-retournement avec les défauts de la pièce et de la référence simulés.

Afin de valider la méthode, nous avons construit deux types de défauts pièce et référence.

Dans le premier cas, les défauts pièce et référence sont construits par addition de différents harmoniques. Cela permet de parfaitement maîtriser la composition en harmoniques des défauts générés. La méthode de multi-retournement doit produire un résultat « parfait ».

Dans le deuxième cas, les défauts générés pour la pièce et la référence sont quelconques. Pour générer un défaut de pièce quelconque, nous avons utilisé un générateur de nombre aléatoire. Pour construire un profil réaliste, nous avons produit un signal qui ne présente pas de discontinuité importante. La construction du profil est décrite en détail au paragraphe 2.2.5. Le contenu harmonique est dans ce cas plus varié.

### 2.2.4.1. Reconstitution harmonique

Dans le premier cas, les profils de circularité de la pièce et de la référence font intervenir des harmoniques dont les fréquences sont comprises entre 1 et 41 ondulations par tour. Le Tableau 5 présente la composition harmonique du profil de la référence et de la pièce :

Harmoniques profil pièce de qualification : $hi(\theta) = a_i \cos(i \times (\theta + b_i))$			Harmoniques profil référence : $hi'(\theta) = a_i \cos(i \times (\theta + b_i))$		
i Ondulation par tour	ai: amplitude (μm)	bi : phase(°)	i Ondulation par tour	ai: amplitude (μm)	bi : phase(°)
4	0.2	70	2	2	12
5	0.4	150	3	4	50
6	0.5	12	5	0.4	150
8	0.3	250	7	0.2	55
9	0.1	355	8	0.3	250
13	0.05	40	12	0.1	89
15	0.04	18	15	0.04	18
17	0.3	182	18	0.2	48
19	0.1	166	20	0.5	200
39	0.7	25	39	0.5	270
41	0.3	25			

Tableau 5: composition harmonique

Le profil qui contient les défauts de forme de la référence et de la pièce est la somme des différents harmoniques:

Profil de la référence

$$I = \{4,5,6,8,9,13,15,17,19,39,41\}$$

$$P_{pi\grave{e}ce}(\theta) = \sum_{i \in I} h_i(\theta)$$

Profil de la référence :

$$I' = \{2,3,5,7,8,12,15,18,20,39\}$$

$$P_{r\acute{e}f\acute{e}rence}(\theta) = \sum_{i \in I'} h_i'(\theta)$$

Nous avons volontairement exclu la fréquence 40 ondulations par tour. La simulation d'un multi-retournement à 40 positions angulaires devrait dans ce cas permettre de distinguer le défaut pièce et le défaut référence, sans aucun résidu. La Figure 55 illustre les défauts pièce et référence générés.

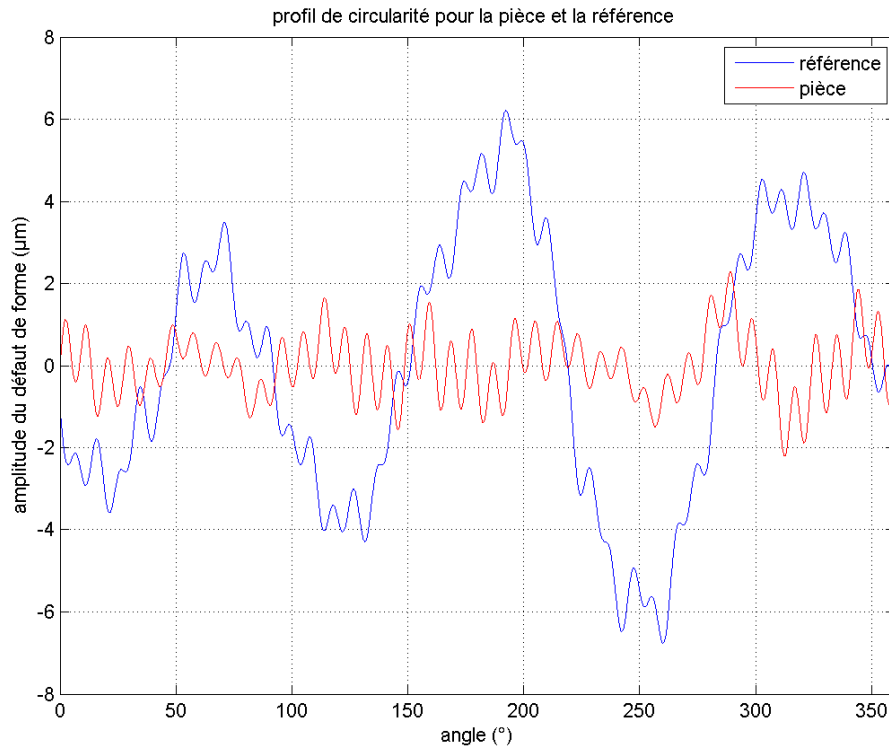


Figure 55: profil de la pièce et de la référence

Une simulation de 40 décalages angulaires successifs du profil de la pièce par rapport à celui de la référence a été réalisée. Le profil de la référence ainsi que les profils de pièce décalés constituent les données d'entrée pour appliquer la méthode de multi-retournement telle qu'elle a été décrite au paragraphe 2.2.1.

Conformément à la méthode décrite, nous avons calculé l'écart de forme entre le profil de la référence et celui de la pièce pour les 40 positions de décalage. La simple moyenne des différentes fonctions d'écarts calculés dans le repère référence, donne l'écart entre le *profil de*



*circularité de la référence et la moyenne de 40 profils de circularité de la pièce régulièrement déphasés.*

Comme la pièce ne possède pas d'harmonique de rang multiple de 40, la moyenne des 40 profils de circularité de la pièce régulièrement déphasée est nulle. Par conséquent, la moyenne des différentes fonctions d'écarts représente le profil de circularité de la référence.

Le résultat de la simulation est présenté sur la Figure 56. Le résiduel correspond à la différence entre le profil vrai de la référence et le profil évalué à partir de la méthode de multi-retournement sur 40 positions angulaires. On constate que le résiduel est nul ce qui valide la méthode dans ce cas.

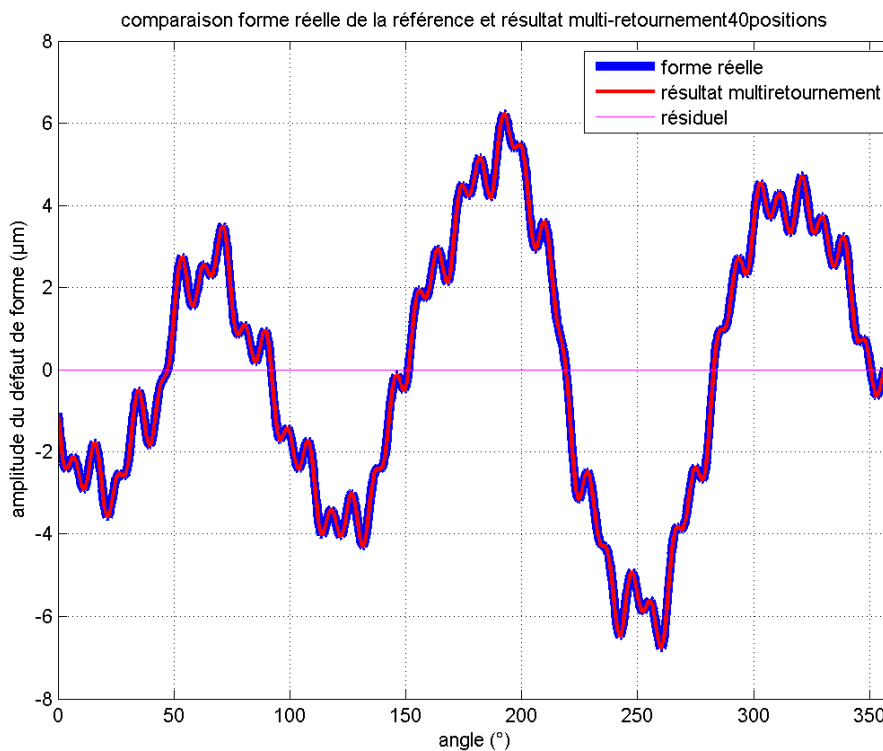


Figure 56: résultat multi-retournement 40 positions

La même méthode, en simulant le décalage angulaire du profil de circularité de la référence, permet de retrouver le profil de circularité de la pièce.

On cherche maintenant à mettre en défaut la méthode de multi-retournement. Pour cela on construit un nouveau profil circularité de la pièce en ajoutant un harmonique d'ordre 40, égal à celui du nombre de position de décalage angulaire

L'harmonique ajouté est :

$$h_{40}(\theta) = 0.7 * \cos(40 + (\theta + 25))$$

Dans ce cas, nous nous attendons à retrouver cet harmonique comme erreur lors de l'évaluation de l'écart de circularité de la référence. La Figure 57 montre le profil de circularité de la référence issue de la méthode de multi-retournement à 40 positions. Le

résiduel entre le résultat du multi-retournement et le profil vrai est bien l'harmonique d'ordre 40 ajouté.

Cela confirme que la méthode de multi-retournement ne permet pas de séparer des écarts de circularité dont l'ordre est multiple du nombre de décalage angulaire. Dans le cas simulé, pour déterminer le profil de la référence sans erreur, il faudrait réaliser un multi-retournement dont le nombre de positions angulaires ne soit pas un diviseur de 40.

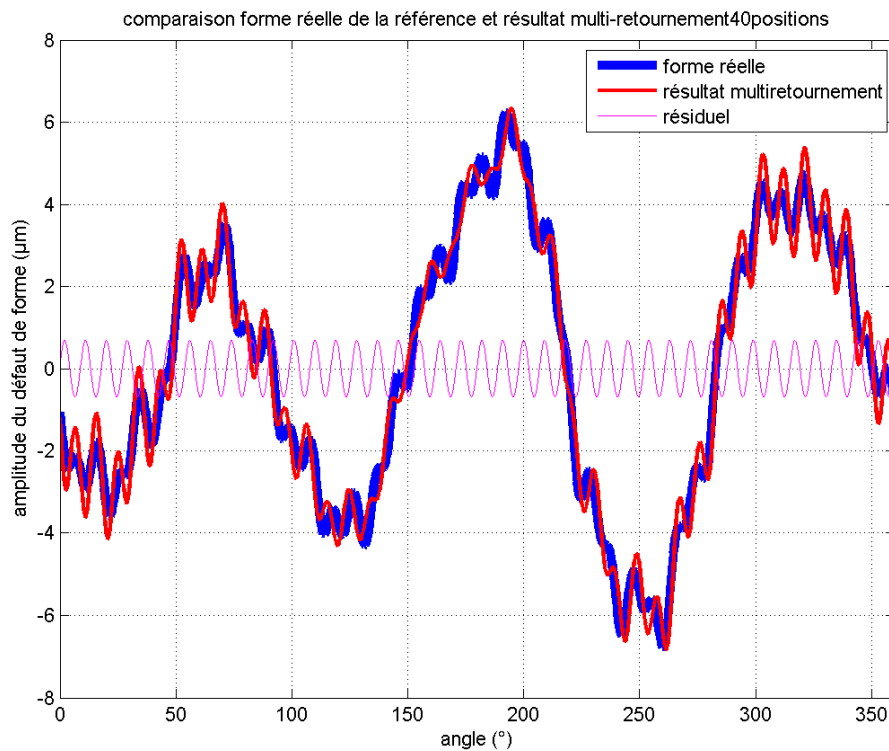


Figure 57: résultat du multi-retournement de 40 positions avec un harmonique pièce de 40 ondulations par tour

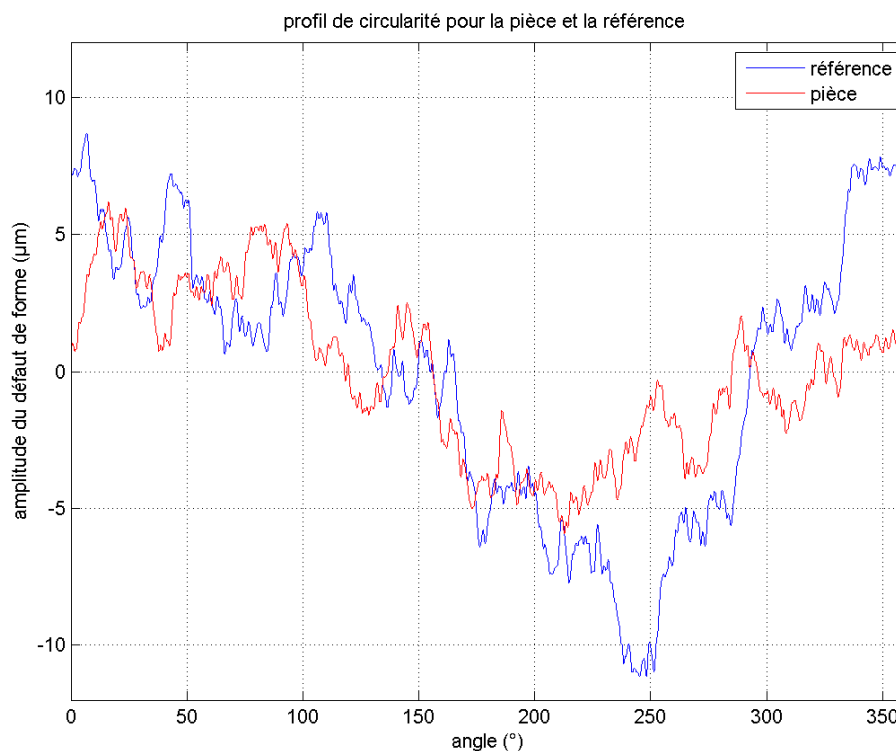
### 2.2.5. Profil de pièce quelconque

Les pièces présentent rarement des profils de circularité dont le contenu harmonique est limité à un rang donné. Par contre on peut émettre certaines hypothèses

- L'utilisation d'un capteur surfacique est à l'origine d'un filtrage des hautes fréquences contenues dans le profil de circularité. La fréquence de coupure du filtrage « mécanique » réalisé peut donner une indication sur la plus haute fréquence enregistrée.
- La connaissance des conditions de réalisation des pièces peut aussi donner une indication sur la composition harmonique des profils de circularité.

Ces indications permettent de donner une première idée du nombre de décalage à effectuer. Le moyen de contrôle décrit au paragraphe 2.2.2 permet de valider le nombre de décalage réalisé.

Pour illustrer la dépendance de la méthode au contenu harmonique des profils de circularité, nous avons simulé la méthode de multi-retournement dans un cas plus général. Pour cela, nous avons construit un écart de circularité en utilisant un générateur de nombre aléatoire. A partir d'une valeur initiale donnée on construit la valeur suivante en ajoutant un nombre aléatoire compris entre  $-0.1$  et  $+0.1$   $\mu\text{m}$ . Pour éviter une discontinuité du profil généré entre la première valeur à  $0^\circ$  et la dernière valeur à  $360^\circ$ , on ajoute à partir de  $270^\circ$  une condition de convergence. Le résultat est présenté sur la Figure 58.



*Figure 58: défaut pièce et défaut référence générés*

La Figure 59 illustre le résultat du multi-retournement à 40 positions. On constate une différence entre le résultat issu de la méthode de multi-retournement et le profil généré de la référence. Le calcul de la différence met en évidence un harmonique de rang 40. Cela indique que la pièce possède un harmonique d'ordre 40. Pour déterminer le profil de la référence sans erreur, il faudrait réaliser un multi-retournement dont le nombre de position ne serait pas un diviseur de 40.

Plusieurs possibilités existent, pour cette simulation nous avons choisi de simuler un multi-retournement à 144 positions qui n'est pas diviseur de 40. Le graphe de la Figure 60 montre le résultat de la simulation d'un multi-retournement de 144 positions.

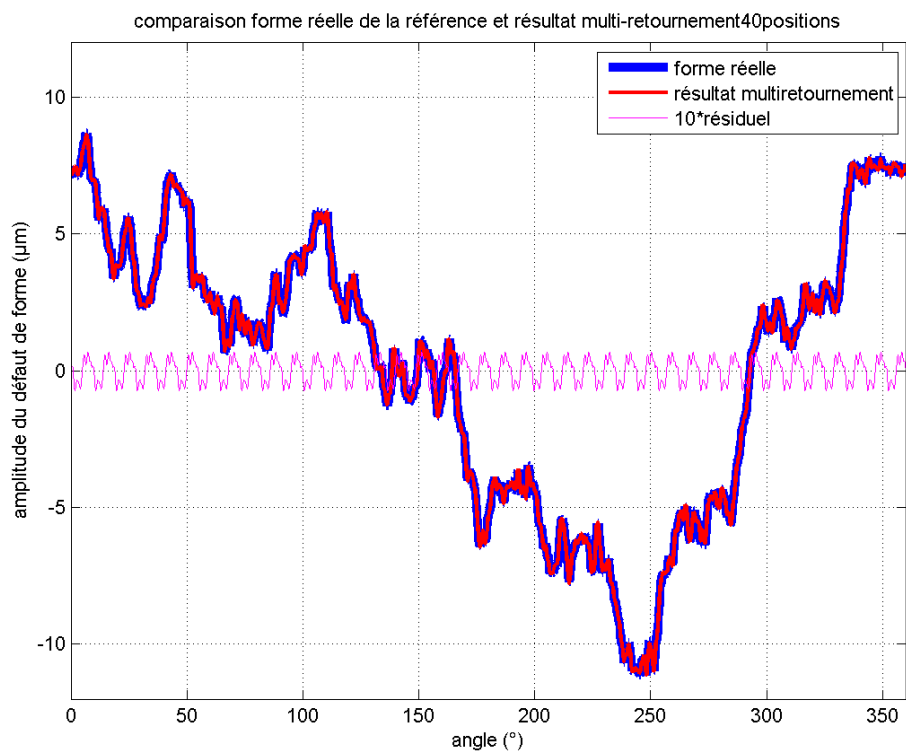


Figure 59: résultat de la simulation du multi-retournement 40 positions

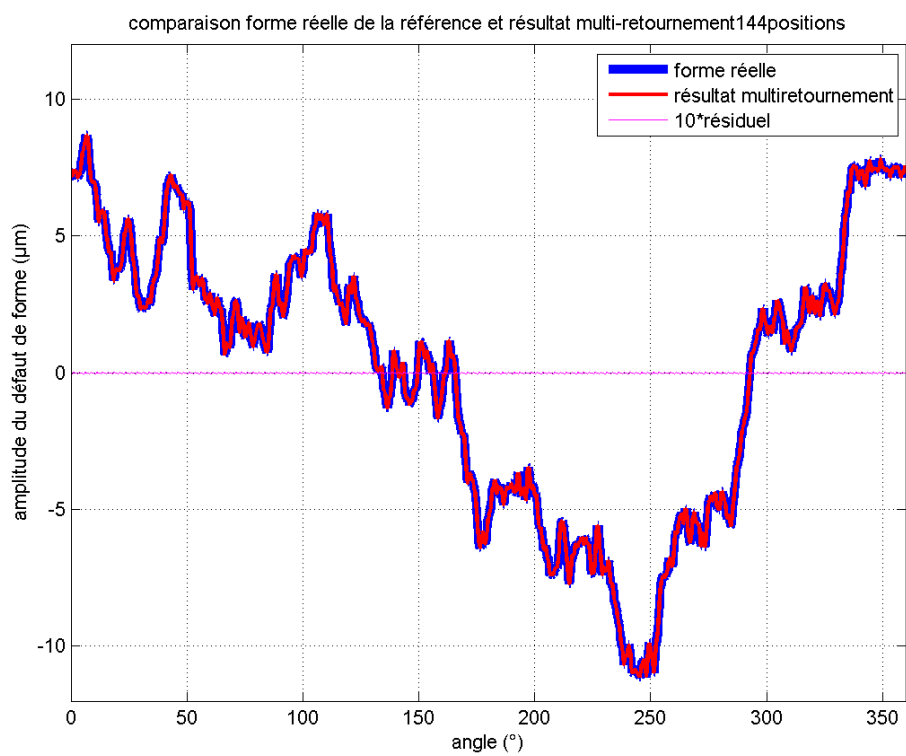


Figure 60: résultat de la simulation du multi-retournement à 144 positions

Le résiduel a été nettement réduit dans le cas des 144 positions. Cela signifie que l'harmonique de rang 144 du profil de pièce généré possède une amplitude bien plus faible que l'harmonique de rang 40. Dans la pratique le moyen de contrôle décrit au paragraphe 2.2.2 permet de valider le nombre de décalage réalisé.

### 2.3.Comparaison des deux méthodes : multi-retournement et retournement simple

Dans le cas d'un multi-retournement de N positions, il n'est pas possible de distinguer un défaut qui présenterait une périodicité de N périodes par tour.

Nous nous plaçons ici dans le cas où la pièce ne possède pas de défaut de N ondulations par tour. Il s'agit d'étudier l'effet statistique de l'augmentation du nombre de mesure. Nous reprenons ici l'analyse publiée dans [Estler et al., 1997]. Suivant le guide pour l'expression de l'incertitude de mesure [BIPM, 2008] « Dans de nombreux cas, un mesurande Y n'est pas mesuré directement mais il est déterminé à partir de N autres grandeurs  $X_1, X_2, \dots, X_N$  à travers une relation fonctionnelle f:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad (3.16)$$

[...] Une estimation du mesurande Y, notée y, est obtenue à partir de l'Équation (3.16) en utilisant les estimations d'entrée  $x_1, x_2, \dots, x_N$  pour les valeurs des N grandeurs  $X_1, X_2, \dots, X_N$ . Ainsi, l'estimation de sortie y, qui est le résultat du mesurage, est donnée par

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_N) \quad (3.17)$$

Dans « le cas où toutes les grandeurs d'entrée sont **indépendantes** [...] L'incertitude-type composée  $u_c(y)$  est la racine carrée de la variance composée  $u_c^2(y)$ , donnée par

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^N \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) \quad (3.18)$$

Dans la méthode de multi-retournement, on note  $u^2(m_k) = u_0$  la variance associée à une mesure  $m_k(\theta)$  sur un tour (3.11). Les mesures effectuées pour chaque position de décalage sont indépendantes. Le résultat de mesure du multi-retournement pour la référence est donné par l'équation (3.15). On utilise l'équation (3.13) pour calculer l'incertitude composée liée à la procédure de multi-retournement.

$$S_N = D_r(\theta) = -\frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} m_k(\theta) \quad (3.19)$$

$$u_c^2(S_N) = \sum_{k=0}^{N-1} \left( \frac{\partial S_N}{\partial m_k} \right)^2 u_0^2 = \frac{u_0^2}{N} \quad (3.20)$$

$$u_c(S_N) = \frac{u_0}{\sqrt{N}} \quad (3.21)$$

Par conséquent, pour un retournement de N positions, on peut affirmer que d'un point de vue statistique, l'incertitude du résultat de la méthode correspond à l'incertitude d'une seule mesure divisée par  $\sqrt{N}$ .

On parlera alors de redondance temporelle de l'information pour désigner la répétition de mesure avec le même capteur au cours du temps. Ce terme est à mettre en parallèle avec la notion de redondance spatiale de l'information obtenue par multiplication des capteurs qui a été introduite au chapitre 2.

Le retournement simple de DONALSON permet quant à lui de séparer le défaut de la pièce de qualification du défaut de la référence quel que soit leur contenu harmonique.

Le retournement simple présente l'avantage de ne nécessiter qu'un temps de mesure très réduit car seulement deux mesures de circularité sont nécessaires. Par conséquent, les perturbations d'origine thermiques sont réduites. En contrepartie, l'incertitude par rapport à une seule mesure est seulement divisée par  $\sqrt{2}$ . Une solution pour améliorer l'incertitude de cette identification consiste à effectuer plusieurs fois la procédure de retournement simple. L'ajout d'un capteur opposé permet d'ailleurs de réaliser simultanément 2 retournements simples. Il s'agit alors de trouver un compromis entre la durée et le nombre de mesures.

## 2.4. Evaluation expérimentale du multi-retournement

### 2.4.1. Description succincte du montage

Pour valider la méthode d'étalonnage, nous avons réalisé des essais sur un banc expérimental dont le principe est schématisé sur la Figure 61.

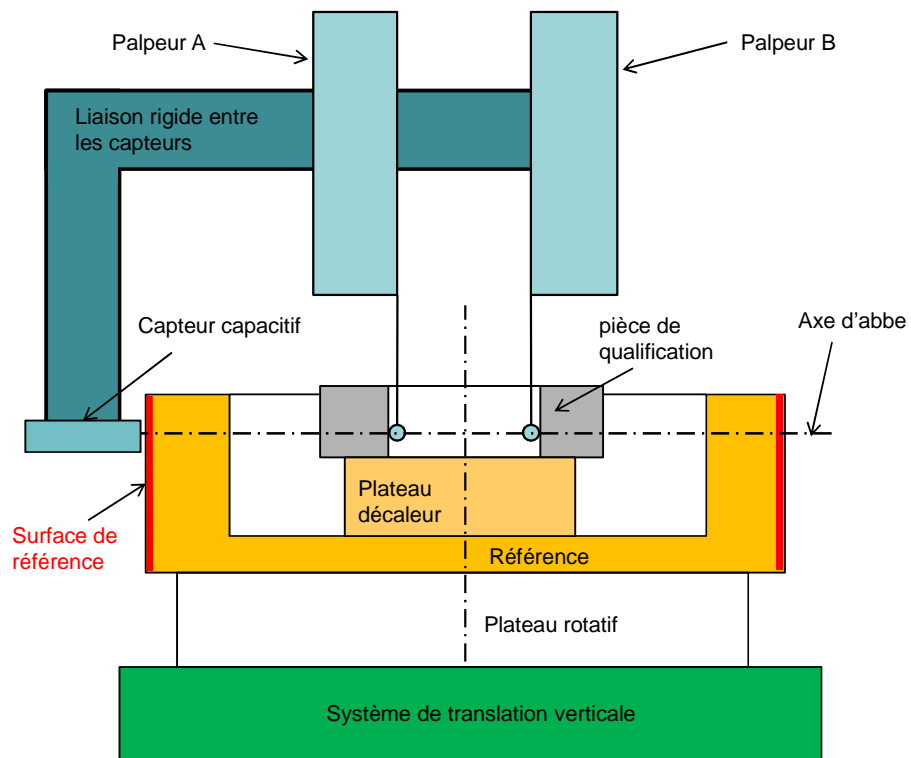
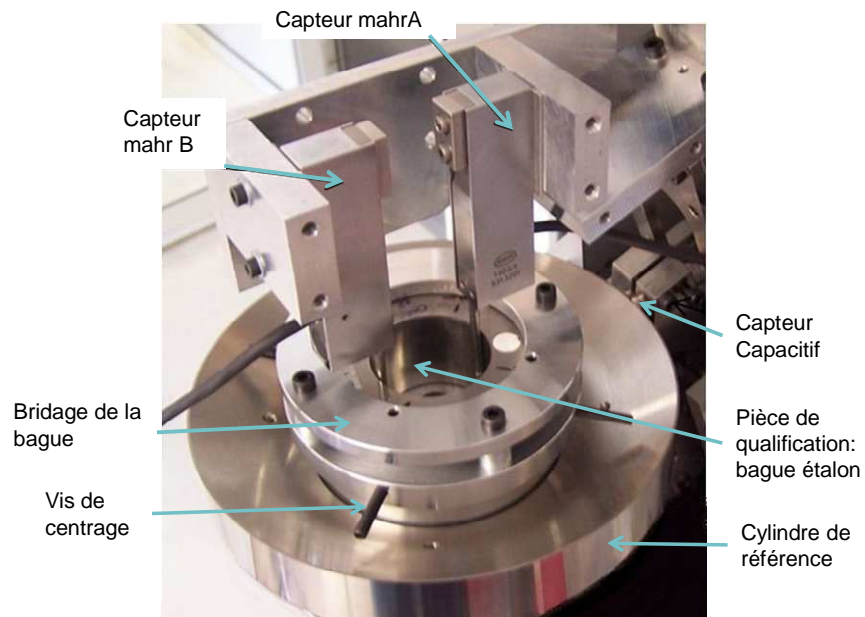


Figure 61: photographie et schéma du montage de validation des méthodes d'étalonnage

L'objectif est d'identifier les défauts de forme d'un cylindre de référence en le comparant par rapport à une pièce de qualification matérialisée par une bague étalon. La surface de référence est balayée par un capteur capacitif alors que la surface de la bague étalon est suivie par deux palpeurs à contact notés A et B placés en principe d'Abbe avec le capteur capacitif. L'ensemble pièce de qualification et référence est animé d'un mouvement de rotation et d'un mouvement de translation verticale qui permet de parcourir toute la surface du cylindre de référence.

Le décalage angulaire de la bague étalon par rapport à la surface de référence est réalisé par un dispositif à 30 positions. La bague étalon est posée sur 3 appuis.

Afin de s'assurer de la coaxialité de la bague étalon par rapport à l'axe rotation du banc de test un ensemble de vis de réglage permet de régler la position de la bague étalon.

## 2.4.2. Résultats

Afin de valider la méthode d'étalonnage par multi-retournement, ou encore par retournement, nous avons comparé le défaut de forme de la bague étalon issu de cette identification expérimentale au défaut issu d'une mesure réalisée sur une machine industrielle de type MFU8 du constructeur Mahr.

Nous nous limiterons dans cette validation à une mesure de circularité. En effet, nous ne disposons pas d'une mesure de diamètre de cette bague.

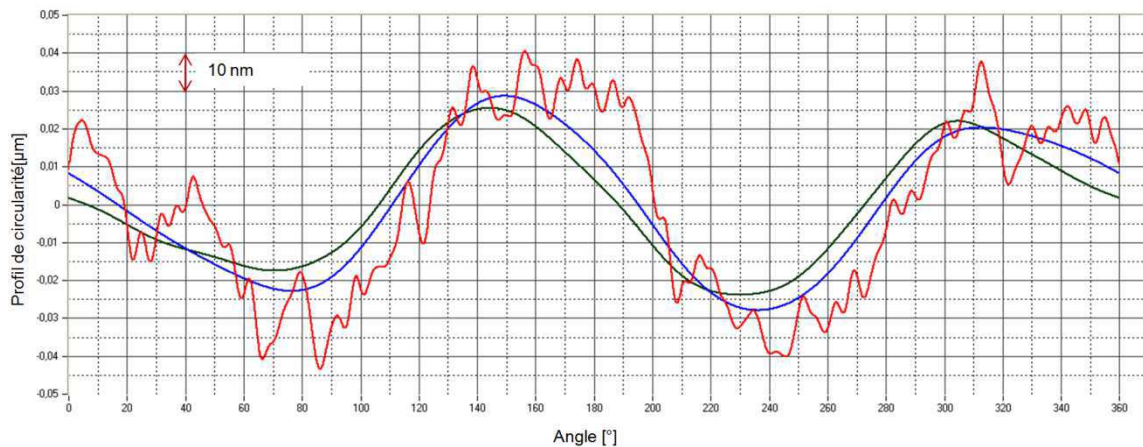


Figure 62: comparaison méthode de séparation de défaut et mesure sur MFU8

Sur le graphe de la Figure 62 la courbe rouge représente le tracé d'un profil de circularité mesuré sur la MFU8. La courbe verte est le résultat de la méthode de multi-retournement pour dix positions angulaires. La courbe bleue représente la moyenne de 10 retournements simples effectués dans les dix positions de décalage angulaire.

La méthode de multi-retournement et la méthode de retournement simple donnent des résultats similaires qui se recoupent bien avec les mesures effectuées sur la MFU8 aux incertitudes de mesure près des 2 mesures. Rappelons que la machine MFU8 est annoncée



avec un défaut de rotation de l'ordre de 20 nm. Ces essais permettent de valider le principe des 2 méthodes de séparation d'erreurs.

### 3. Étalonnage de la référence : variation des diamètres et ligne médiane

#### 3.1. Mesure des variations de diamètre

Dans le cas de l'architecture décrite sur la Figure 63 (a), il n'est pas possible d'évaluer la variation des diamètres de la pièce de qualification et du cylindre de référence. Pour cette raison, il est nécessaire de mettre en place une solution pour rendre possible la mesure de la variation de diamètre.

La solution adoptée consiste à ajouter un deuxième capteur diamétralement opposé au premier. On constitue ainsi un micromètre de grande dimension, capable de mesurer les variations de diamètre le long de l'axe du cylindre. La Figure 63 présente la mise en place de deux capteurs supplémentaires afin de mesurer les variations de diamètre du cylindre de référence et de la pièce de qualification.

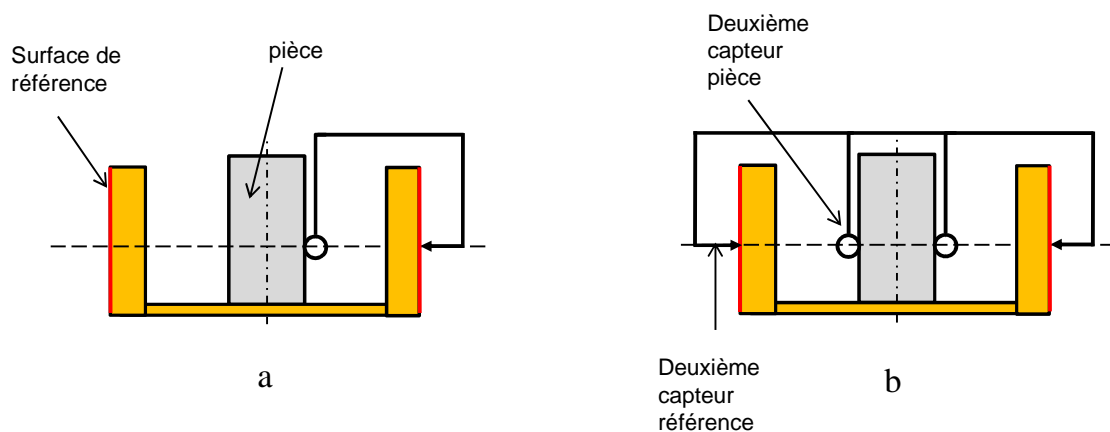


Figure 63: doublement des capteurs

#### 3.2. Evaluation de la ligne médiane : traitement global

##### 3.2.1. Problématique

La ligne médiane caractérise la position relative dans l'espace des différents profils de circularité (Figure 64).

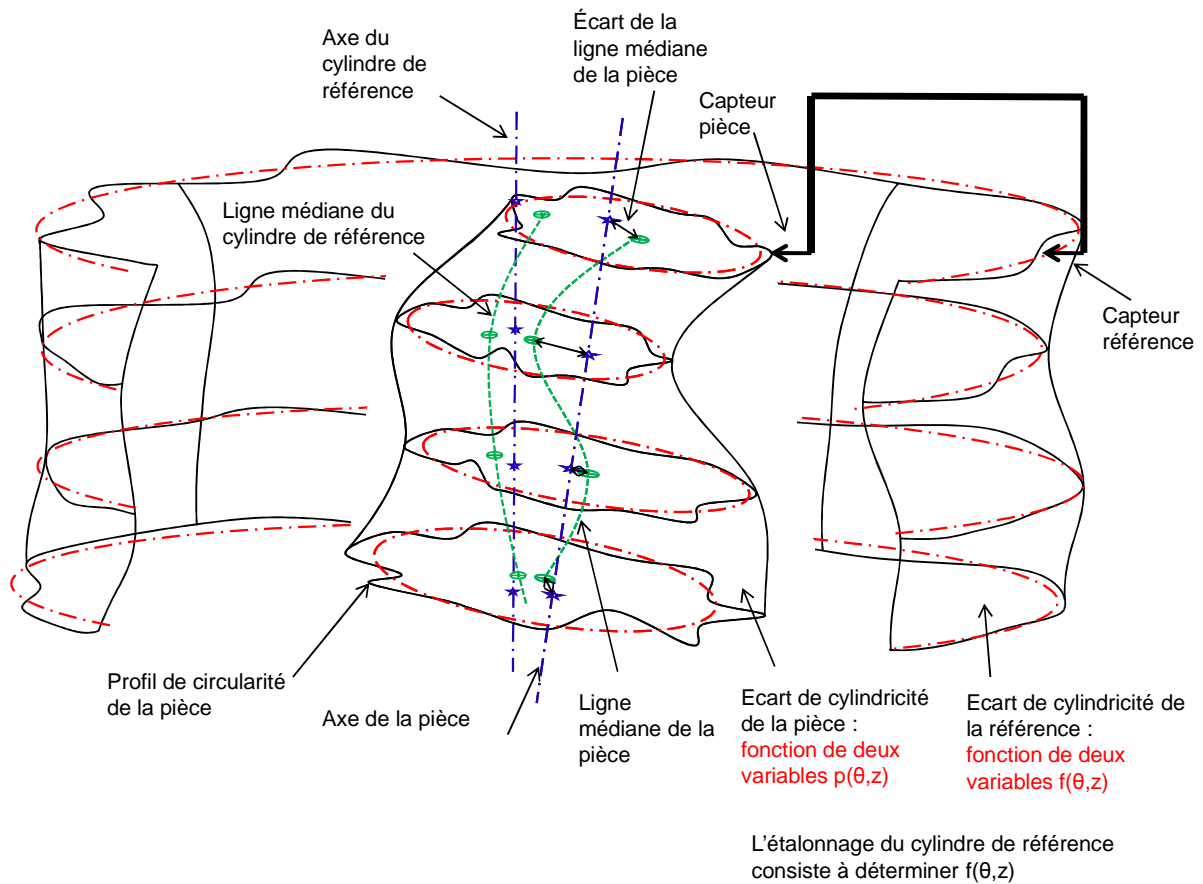


Figure 64: traitement global

La prise en compte de la ligne médiane lors de l'étalonnage de la pièce de référence peut être délicate. A une altitude donnée le défaut de rectitude de la ligne médiane se traduit par l'apparition d'un premier ordre sur l'écart entre le profil de circularité de la pièce de qualification et celui de la référence.

Cet effet est malheureusement similaire à celui d'une excentration relative entre la pièce de qualification et la référence. On exclut ici tout effet de second ordre lié au déport évoqué au chapitre 2 du fait d'un diamètre important aussi bien de la référence que de la pièce de qualification.

Sans autre information, il est impossible de savoir si le premier ordre enregistré est lié à la forme des pièces ou à leurs positions relatives. Il est par conséquent nécessaire de trouver une solution afin de pouvoir éliminer l'effet de la position des pièces tout en conservant le premier ordre propre à leurs défauts de forme.

La solution proposée au paragraphe suivant s'appuie sur un traitement global des mesures de circularité étagées.

### 3.2.2. solution adoptée

La solution proposée s'appuie sur un traitement global des mesures de profil de circularité étagées. Lors des procédures de séparation des défauts de forme pour chaque position angulaire de décalage :

- (1) On enregistre la différence entre le capteur pièce et le capteur référence pour l'ensemble des altitudes.

Pour chaque altitude les données enregistrées sont la combinaison :

- de la différence de profil de circularité entre la référence et la pièce de qualification
- d'un premier ordre lié à la différence de ligne médiane entre la référence et la pièce de qualification
- d'un premier ordre lié à la position relative des deux pièces à l'altitude de la circularité considérée
- d'une constante liée à la variation de la différence de diamètre – entre la référence et la pièce - en fonction de l'altitude.

- (2) A partir des mesures enregistrées lors de chaque position de décalage on applique la méthode du retournement simple ou celle du multi-retournement. On obtient alors indépendamment pour la pièce et pour la référence à chaque altitude des données qui sont la combinaison :

- du profil de circularité.
- d'un premier ordre lié à la ligne médiane
- d'un premier ordre lié à la position relative des deux pièces à l'altitude considérée
- d'une constante liée à la variation de la différence de diamètre – entre la référence et la pièce - en fonction de l'altitude

- (3) A partir de ses données on corrige la constante liée à la variation de la différence de diamètre grâce à la valeur de variation du diamètre évalué par les deux palpeurs diamétralement opposés pour la pièce et pour la référence.

- (4) C'est à ce stade qu'intervient le traitement global. On calcule l'axe du cylindre qui approxime - au sens des moindres carrés - l'ensemble des données étagées. L'axe de ce cylindre est défini par 4 paramètres de position : deux translations définies à une altitude donnée et deux inclinaisons. Ces quatre paramètres décrivent la moyenne des effets de la position relative de la référence par rapport à la pièce de qualification au cours de l'ensemble des mesures.

La dernière étape consiste à retirer cet effet des données. Pour chaque altitude, le résiduel sera alors la combinaison :

- du profil de circularité associé à une constante qui traduit la variation de diamètre
- d'un premier ordre seulement liée à la ligne médiane

Ce résultat constitue l'écart de cylindricité.

D'un point de vue pratique, la prise en compte de la ligne médiane dans la procédure d'étalonnage de la référence se traduit par deux obligations :

D'une part, il est nécessaire d'effectuer pour chaque position angulaire l'ensemble des mesures pour toutes les altitudes. Sans cela, il n'est pas possible d'évaluer globalement la position relative de la référence et de la pièce de qualification. En effet, chaque décalage a pour effet de modifier la position relative des deux pièces.

D'autre part, il est nécessaire d'enlever seulement le premier ordre lié à l'effet de la position relative des deux pièces de manière globale sur la moyenne des mesures. Enlever de manière systématique le premier ordre sur chaque circularité aurait pour effet de supprimer une partie du défaut de cylindricité.

## **4. Étalonnage de la référence : mesure de la rectitude des paires de génératrice**

### **4.1.Problématique**

Pour certaines pièces, on peut être amené à s'intéresser seulement à la mesure de la rectitude des génératrices. Dans le cas où l'on vise l'incertitude la plus faible possible sur la mesure de rectitude, il peut être intéressant de pratiquer un étalonnage de la rectitude des génératrices de la référence juste avant d'effectuer la mesure sur la pièce. Cette pratique permet de minimiser l'effet des variations de forme que la référence pourrait subir entre deux étalonnages.

Il est tout à fait possible d'extraire la forme des génératrices de la référence à partir de la méthode d'étalonnage qui a été précédemment décrite. Cependant, la procédure d'étalonnage complète est relativement longue même si elle est entièrement automatisée. Pour cette raison il est difficilement envisageable d'étalonner la référence juste avant d'effectuer une mesure de rectitude pour une seule pièce. Nous avons donc envisagé une procédure d'étalonnage qui permet d'étalonner spécifiquement la rectitude des génératrices de la référence en un temps réduit.

De la même manière, si l'on cherche l'incertitude la plus faible possible sur la mesure de circularité pour une pièce donnée, il est intéressant de pouvoir étalonner la référence en circularité juste avant de mesurer la pièce. Les procédures décrites au paragraphe 2 de ce chapitre permettent de répondre parfaitement au cas de la circularité

## 4.2. Description de la méthode

Pour la mesure de génératrice, la méthode qui s'impose s'inspire du retournement de règle bien connu. On obtient ce retournement en décalant la pièce de qualification par rapport au cylindre de référence d'un demi-tour. Il faudrait alors changer de place le capteur pièce, ce qui peut dégrader son étalonnage et perturber la stabilité de la chaîne métrologique. La disposition présentée sur la Figure 65 avec un capteur supplémentaire opposé permet de pratiquer le retournement de règle sans avoir à effectuer d'opérations manuelles.

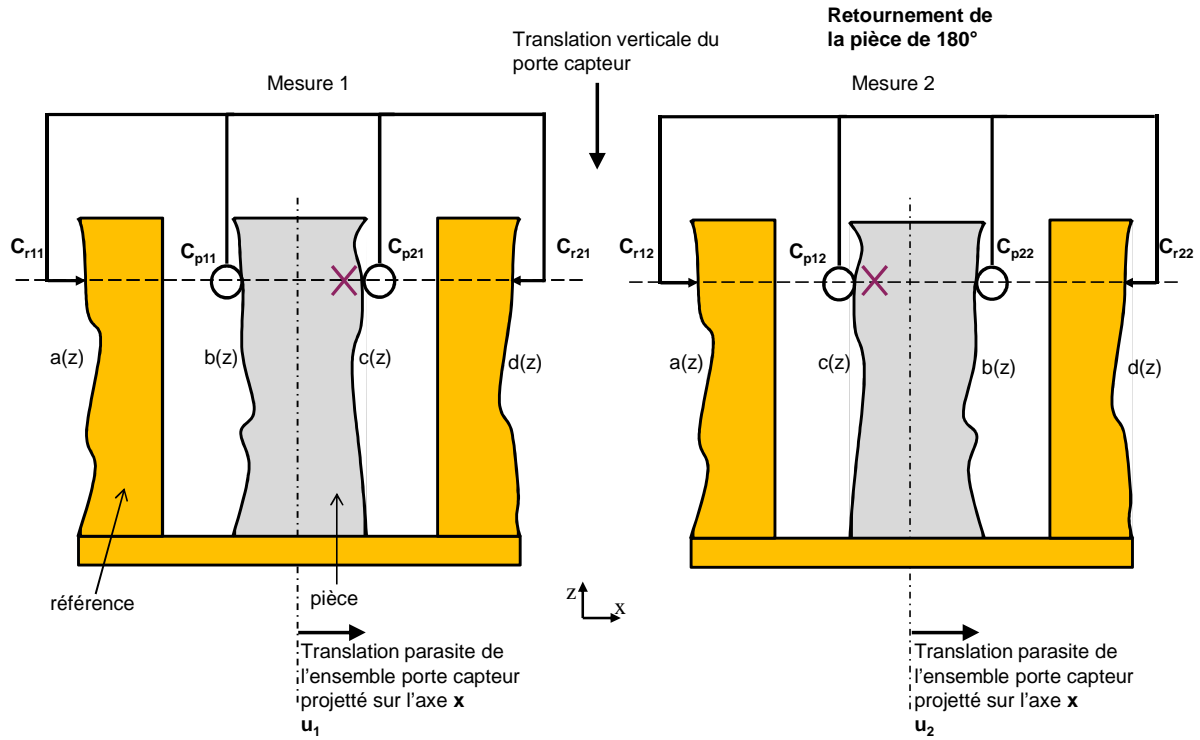


Figure 65: méthode de retournement pour la mesure des génératrices

La pratique du retournement permet de séparer les défauts de rectitude des génératrices de la pièce de qualification et ceux du cylindre de référence. La formulation mathématique décrivant cette procédure est présentée ci-dessous :

**a(z) et d(z) :** Ecart de rectitude des deux génératrices diamétralement opposées du cylindre de référence

**b(z) et c(z) :** Ecart de rectitude des deux génératrices diamétralement opposées de la pièce de qualification

**$u_i$  :** la translation de l'ensemble porte capteur projetée sur la l'axe x

**$C_{r1i}$  et  $C_{r2i}$  :** valeurs enregistrées par des capteurs cylindre de référence le long de deux génératrices pour la mesure i

**$C_{p1i}$  et  $C_{p2i}$  :** valeurs enregistrée par les capteurs pièce de qualification le long d'une génératrice pour la mesure i

Avant le retournement :

$$C_{r11} = a(z) + u_1 \quad (3.22)$$

$$C_{p11} = b(z) + u_1 \quad (3.23)$$

D'après (3.22) et (3.23) on a :

$$G_1 = C_{r11} - C_{p11} = a(z) - b(z)$$

Après le retournement :

$$C_{r12} = a(z) + u_2 \quad (3.24)$$

$$C_{p21} = b(z) - u_2 \quad (3.25)$$

D'après (3.24) et (3.25) on a :

$$G_2 = C_{r12} + C_{p22} = a(z) + b(z)$$

Le calcul de la demi-somme et de la demi-différence nous permet d'obtenir les deux rectitudes :

$$a(z) = \frac{G_2 + G_1}{2} \quad (3.26)$$

$$b(z) = \frac{G_2 - G_1}{2} \quad (3.27)$$

On peut obtenir le défaut des génératrices diamétralement opposées par un raisonnement similaire.

Une autre méthode consiste à utiliser l'information délivrée par le capteur diamétralement opposé. Connaissant la forme d'une génératrice, on peut aisément obtenir la forme de la génératrice diamétralement opposée si l'on utilise la mesure des diamètres locaux. Les équations ci-dessous traduisent ce raisonnement.

Pour la référence

$$C_{r11} = a(z) + u_1 \quad (3.28)$$

$$C_{r21} = d(z) - u_1 \quad (3.29)$$

D'après (3.28) et (3.29) on a :

$$C_{r11} + C_{p11} = a(z) + d(z) \quad (3.30)$$

L'équation (3.26) nous donne a(z) on est donc en mesure d'extraire d(z) de l'équation (3.30) Avec ce traitement mathématique, on obtient des paires de génératrices.

## 5. Conclusion

Pour réaliser l'étalonnage machine, c'est-à-dire mesurer les défauts de forme du cylindre de référence, nous avons mis en œuvre des méthodes de séparation des défauts qui permettent via une comparaison des surfaces d'une pièce de qualification et de la référence d'identifier les défauts de forme de l'une et de l'autre. Pour mesurer des circularités étagées la méthode de multi-retournement et la méthode de retournement simple ont été simulées puis validées expérimentalement. La méthode de retournement simple présente l'avantage majeur de ne pas nécessiter d'hypothèse quant au contenu harmonique des défauts de forme des pièces. La

méthode de multi-retournement présente un avantage au niveau incertitude puisqu'elle donne des résultats issus d'une moyenne sur N mesures. Des méthodes ont aussi été définies afin d'identifier le défaut global de cylindricité avec ses composantes de circularités étagées, de défaut de ligne médiane et de variation de diamètres.

La procédure complète permet d'évaluer la forme du cylindre de référence. La seule limite de précision réside dans l'incertitude propre des capteurs. Cette incertitude est par ailleurs nettement améliorée par la répétition des mesures.

Une autre méthode a été établie afin de mesurer la rectitude d'une paire de génératrices diamétralement opposées. Cette mesure n'est pas à proprement parlé nécessaire à la détermination de l'écart de cylindricité. Toutefois cette dernière peut être utile dans le cas de la mesure de rectitude ou l'on vise une incertitude minimale.

La mise en œuvre des méthodes décrites emmène à définir plusieurs modifications architecturales par rapport à la structure minimale présentée au chapitre 2.

- la mesure de circularité par retournement simple implique l'ajout d'un capteur diamétralement opposé au capteur pièce de qualification. Pour appliquer une méthode similaire en retournant la référence un autre capteur est ajouté pour le cylindre de référence.
- la mesure de circularité par multi-retournement ne nécessite pas de capteur supplémentaire. En revanche, il faut prévoir un système permettant de décaler angulairement la pièce par rapport au cylindre de référence.
- L'évaluation de la variation de diamètre est rendue possible grâce à la mise en place d'un capteur diamétralement opposé pour la pièce de qualification et pour le cylindre de référence.

La Figure 66 résume le passage de l'architecture minimale présentée dans le chapitre 2 à la nouvelle architecture mise en place afin de permettre l'étalonnage machine.

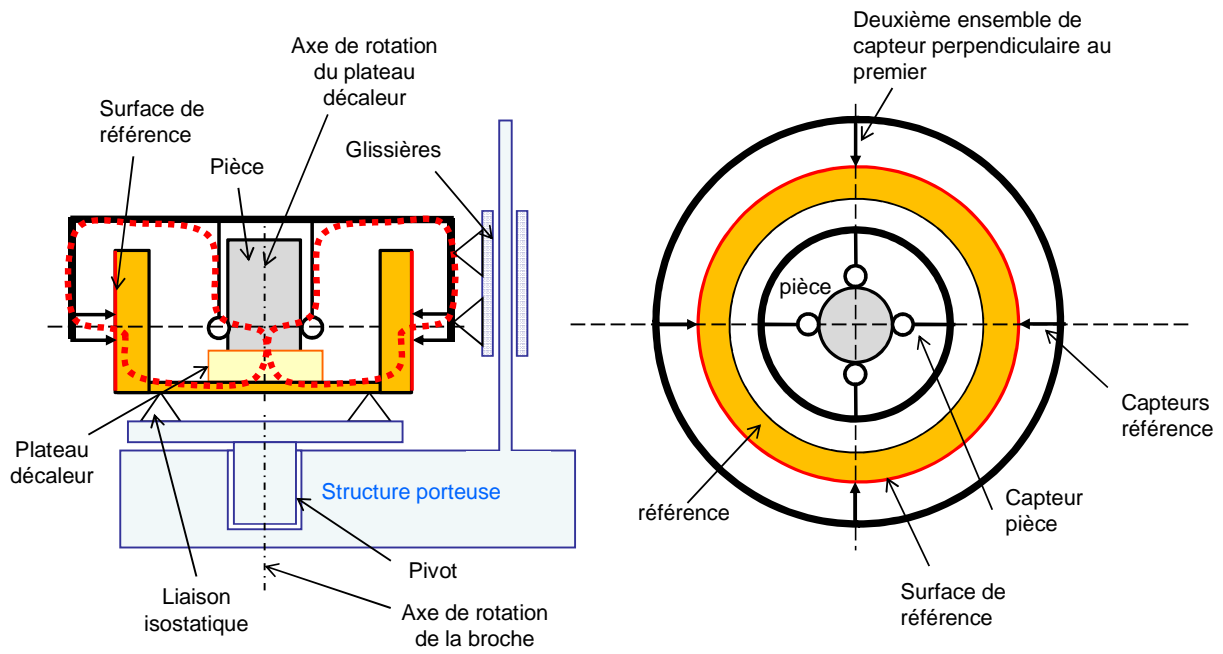


Figure 66: architecture de machine permettant l'étalonnage complet de la référence



# Chapitre 4

## Instrumentation des chaînes métrologiques

La mise en œuvre du principe de structure métrologique dissociée conduit à la mise en œuvre de liaisons métrologiques. Ces dernières permettent de relier entre eux les différents solides constituant la structure métrologique. Il convient alors de mesurer la position des solides consécutifs de la structure métrologique avec une incertitude cohérente avec l'objectif à atteindre sur l'incertitude globale. Les capteurs de déplacement instrumentant la liaison métrologique du nouvel équipement devront permettre le repérage des composants de la chaîne métrologique avec une incertitude de l'ordre du nanomètre.

L'objectif du présent chapitre est de présenter le choix et la mise en œuvre des capteurs qui instrumenteront la structure métrologique. Il s'agit en premier lieu de justifier le choix de l'utilisation des capteurs capacitifs. Le principe de fonctionnement des capteurs capacitifs sera détaillé. Nous mettrons ensuite en évidence les facteurs limitant l'exactitude de la mesure capacitive. L'étape suivante décrira les solutions que nous avons adoptées pour lever ces limitations. La dernière partie sera consacrée à la validation expérimentale des solutions proposées. Un banc de test préliminaire a été développé dans le cadre de ce travail de thèse afin d'effectuer une validation des concepts utilisés.

### **1. Choix et fonctionnement des capteurs mis en œuvre dans la liaison métrologique :**

#### **1.1. Choix de la technologie de capteur**

Au chapitre 2, nous avons justifié le choix de capteurs surfaciques sans contact sans préciser pour autant la technologie à utiliser. Parmi les technologies sans contact, peu sont capables de délivrer une mesure de déplacement présentant une incertitude nanométrique. Les interféromètres laser, ainsi que les capteurs capacitifs sont à ce titre les meilleurs candidats. Les capteurs confocaux réalisent une mesure sans contact mais ils présentent une résolution de l'ordre de 5 à 10 nanomètres. Par ailleurs, la mesure réalisée par les capteurs confocaux est ponctuelle. Le diamètre du point de lumière est de l'ordre de 10 $\mu$ m. Pour ces deux raisons, nous n'avons pas choisi de mettre en œuvre les capteurs confocaux au sein des liaisons métrologiques.

### 1.1.1. Interféromètres laser

Les systèmes interférométriques sont capables de réaliser des mesures de déplacement avec des incertitudes inférieures au nanomètre. Malgré cela, la mise en œuvre d'interféromètre laser pour instrumenter la liaison métrologique soulève plusieurs difficultés :

- Les interféromètres laser du commerce nécessitent l'emploi d'un miroir à fixer sur l'élément dont on veut mesurer le déplacement [Renishaw, 2004]. Dans le cas où il est nécessaire de mesurer le déplacement d'une pièce en rotation sur plus de 360 degrés, il est pratiquement impossible de fixer le miroir à la cible de manière satisfaisante. Ce constat rend l'utilisation d'interféromètres laser du commerce impossible pour notre application. Il est possible cependant de mettre par exemple en œuvre un miroir cylindrique associé à un ensemble de lentilles optiques. Ce type de solution correspond toutefois à un développement spécifique qui ne répond pas à la philosophie de la conception adoptée dans le cadre de ce travail. En effet, pour des questions de maintenabilité, de fiabilité et de coûts nous avons tenu à n'utiliser que des capteurs standards disponibles dans le commerce.
- l'encombrement des systèmes interférométriques, même s'il n'est pas rédhibitoire, constitue un frein à leurs utilisations. La mise en œuvre d'un nombre relativement important de capteurs dans un espace réduit, se trouve complexifiée dans le cas de capteurs volumineux.
- les composants électroniques à l'intérieur des têtes de détection constituent des sources de chaleur non négligeable. Leurs intégrations au sein des chaînes métrologiques perturbent par conséquent les mesures.

### 1.1.2. Capteur capacitifs

Les machines de très haute exactitude qui ont fait l'objet de publications scientifiques sont souvent instrumentées par des capteurs capacitifs. Leleu décrit dans [Leleu, 2000] la conception et la réalisation d'un plateau pivotant de mesure angulaire de très haute précision. La position de la partie tournante du plateau est repérée par 8 capteurs capacitifs. Dans le cadre de la conception d'un microscope à force atomique Mazzeo et al. [Mazzeo et al., 2009] utilisent dans la tête de mesure afin de repérer la position du palpeur trois capteurs capacitifs orientés à 120°. Henselmans et al. décrivent dans [Henselmans et al., 2011] la conception d'une machine nommée *NANOMEFOS* dédiée à la mesure de lentilles optiques. Les défauts de rotation de la broche sont mesurés aussi par des capteurs capacitifs. De nombreux travaux scientifiques traitent de conceptions et de réalisations de capteurs capacitifs [Kim et al., 2010][Jeon et al., 2001], pour des raisons de maintenabilité, de fiabilité et de coûts nous n'étudierons que des capteurs capacitifs du commerce.

Les capteurs capacitifs, outre leur très grande résolution et leur répétabilité, présentent de multiples avantages. Ils autorisent l'utilisation de cibles courbes. Leur encombrement est très

réduit et ils n'émettent pas de chaleur. Nous avons dans le cadre de ce travail mis en œuvre des capteurs capacitifs pour instrumenter les chaînes métrologiques car ces derniers répondent à toutes les exigences posées. Le paragraphe suivant détaille le phénomène de filtrage issu de la mesure par capteurs capacitifs.

### 1.1.3. Mise en évidence du phénomène de filtrage réalisé par un capteur capacitif

La Figure 67 présente des mesures de l'écart de cylindricité d'un cylindre mesuré au LNE sur une machine conventionnelle de marque Kosaka. Ces mesures ont été réalisées à l'aide d'un palpeur ponctuel à contact.

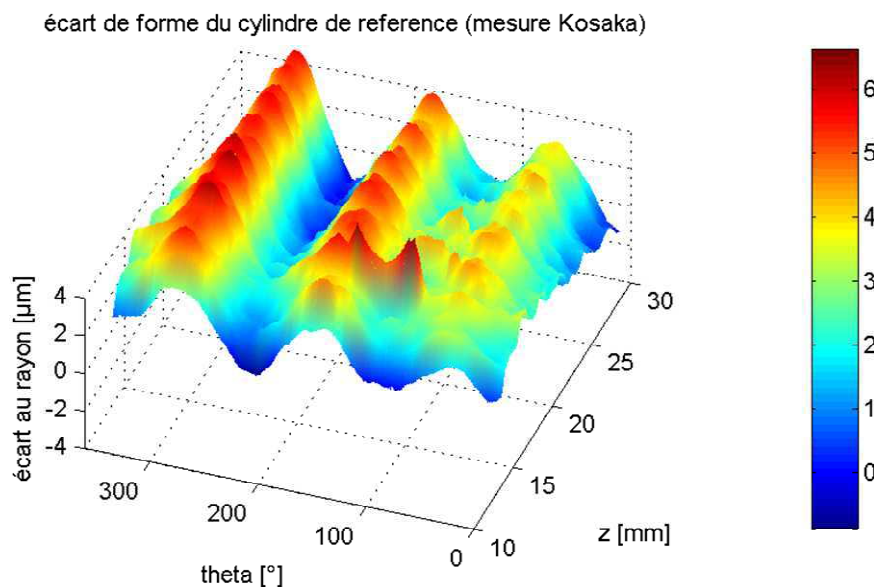


Figure 67: résultat de la mesure du défaut de forme d'un cylindre à l'aide d'un palpeur ponctuel.

Nous proposons de simuler l'effet de filtrage de la mesure capacitive sur ces données réalisées au LNE à l'aide d'un palpeur ponctuel. La Figure 68 présente la méthode de calcul utilisée. Dans cette première approche, nous considérons que la mesure réalisée par le capteur capacitif correspond à une simple moyenne des valeurs enregistrées par le capteur ponctuel. Les valeurs qui interviennent dans la moyenne correspondent aux points « visés » par le capteur capacitif. Il s'agit dans le cas du capteur MCC10 de marque Fogale des points contenus dans un cercle de diamètre 5.5mm.

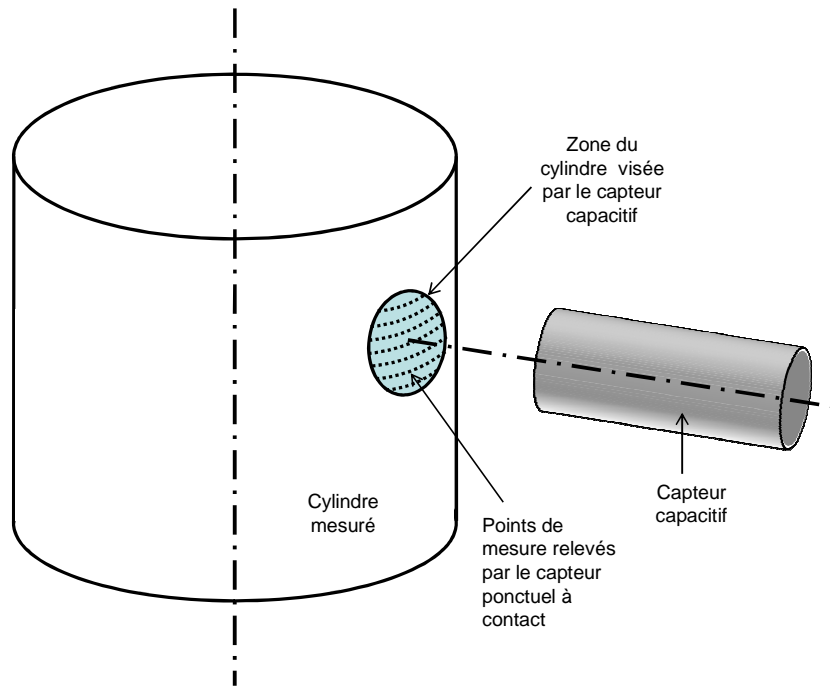


Figure 68: méthode de calcul pour mettre en évidence l'effet de filtrage réalisé par le capteur capacitif

Le graphe de la Figure 69 présente le résultat de la simulation. Les défauts de forme sont filtrés. Le filtrage conserve néanmoins la déformation du cylindre en trilobe. On retrouve ici l'effet de filtrage détaillé au chapitre 2: Les défauts d'état de surface sont filtrés et par conséquent l'incertitude sur la position du capteur n'est plus synonyme d'incertitude sur le repérage de position réalisé par les capteurs capacitif.

écart de forme du cylindre de reference (simulation de mesure capacitive)

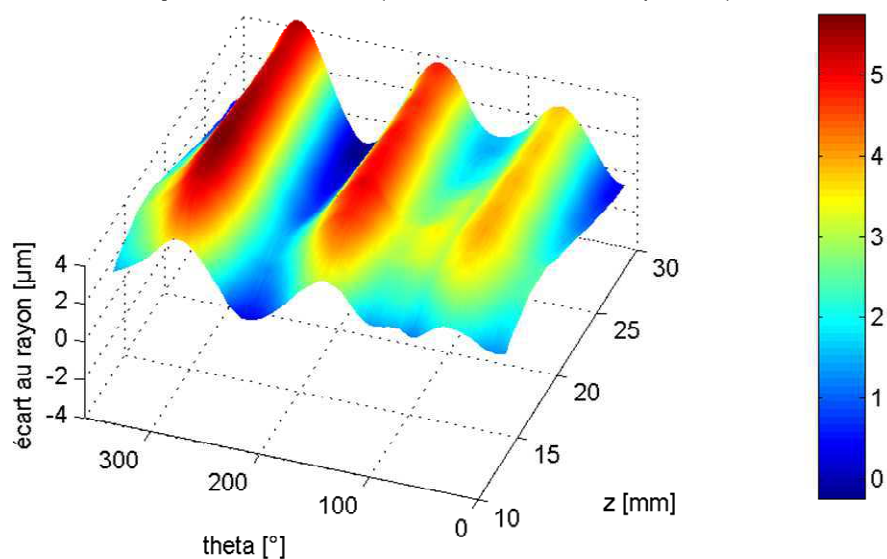


Figure 69: effet de filtrage réalisé par le capteur capacitif

## 1.2.Fonctionnement d'un capteur capacitif

La Figure 70 présente une photographie ainsi qu'une vue en coupe d'un capteur capacitif.

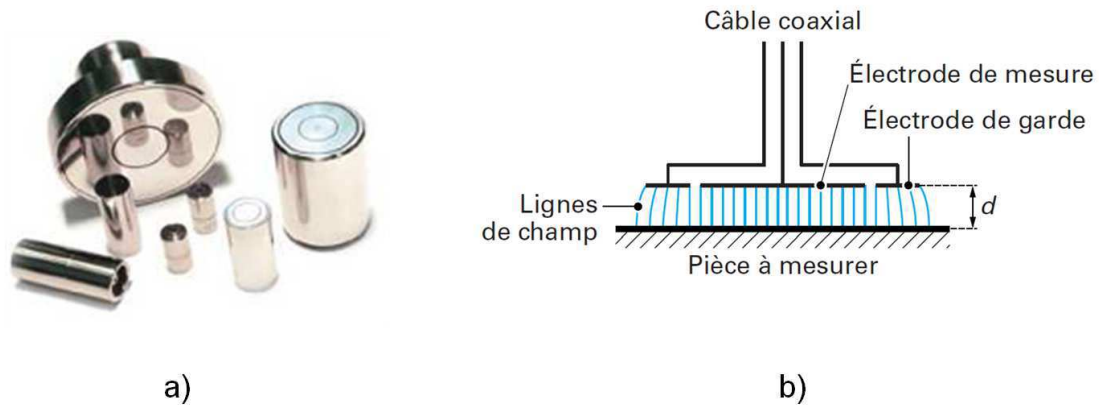


Figure 70: (a) photographie de capteurs capacitif [Fogale, 2012]. (b) schémas d'un capteur capacitif mesurant une pièce conductrice extrait de l'article des techniques de l'ingénieur [Charron, 2003]

Un capteur capacitif est généralement constitué d'une électrode de travail entourée d'une électrode de garde (Figure 70 (b)). L'électrode de travail forme avec la pièce à mesurer un condensateur plan. La variation de la distance entre le capteur capacitif et la surface de la pièce se traduit par une variation de la capacité  $C$  du condensateur formé. Si les effets de bord sont négligés alors la capacité a pour expression:

$$C = \frac{\epsilon_r A}{d} \quad (4.1)$$

Dans l'expression (4.1):

$\epsilon_r$  est la permittivité du milieu entre l'électrode et la cible

$A$  est l'aire de l'électrode

$d$  est la distance entre l'électrode et la cible.

Ash précise dans [Asch, 2010] que l'effet de bord peut être important en particulier lorsque la distance entre les électrodes n'est pas très petite devant les dimensions caractéristiques des surfaces des électrodes. Dans ce cas l'électrode de garde - placée au même potentiel que l'électrode de travail - permet de reporter les perturbations à l'extérieur de la surface sensible. L'allure des lignes de champs est illustrée sur la Figure 70 (b). Grâce à l'électrode de garde, les lignes de champs sont normales aux électrodes.

## **2. Limitation des performances des capteurs capacitifs et solutions**

### **2.1. Sources d'erreur**

Malgré les nombreux avantages cités, les valeurs délivrées par un système de mesure capacitive nécessitent plusieurs traitements pour atteindre une exactitude nanométrique. En effet, plusieurs facteurs peuvent influencer la mesure capacitive. Ces facteurs, s'ils ne sont pas maîtrisés, dégradent l'exactitude recherchée. Les erreurs causées par ces facteurs peuvent être classées en deux catégories : les erreurs systématiques et les erreurs aléatoires.

#### **2.1.1. Sources de l'erreur systématique**

Une erreur systématique est définie comme la « composante de l'erreur de mesure qui, dans des mesurages répétés, demeure constante ou varie de façon prévisible » [BIPM, 2012]. Les sources d'erreur à l'origine d'erreur systématique dans le cas de la mesure capacitive sont les suivantes :

- La forme de la surface de la cible et celle du capteur capacitif.
- Les réglages préliminaires de sensibilité effectués par le fournisseur de capteur
- le matériau de la cible
- les caractéristiques du milieu entre le capteur et la cible
- L'écart entre la position nominale du capteur et sa position réelle par rapport à la cible. Cet écart est une source d'erreur systématique à condition qu'il ne varie pas au cours de mesurages répétés.

#### **2.1.2. Sources de l'erreur aléatoire**

L'erreur aléatoire, quant à elle, est définie comme « la composante de l'erreur de mesure qui, dans des mesurages répétés, varie de façon imprévisible » [BIPM, 2012]. Les sources d'erreurs à l'origine de l'erreur aléatoire dans le cas de la mesure capacitive sont:

- Les perturbations électriques
- les variations des caractéristiques du milieu entre le capteur et la cible qui font varier la permittivité du milieu entre les deux électrodes
- La variation de l'écart entre la position nominale du capteur et sa position réelle par rapport à la cible.

### 2.1.3. Ordre de grandeur des erreurs suivant la documentation commerciale

L'erreur systématique réduit de manière importante l'exactitude des capteurs capacitifs. Par exemple, la valeur de l'erreur de linéarité annoncée par différents constructeurs - indiquée dans le Tableau 6 - est largement supérieure au bruit. Toutefois, même si l'erreur systématique est prépondérante vis-à-vis de l'erreur aléatoire - on ne peut négliger cette dernière si l'on vise une précision de l'ordre de 10 nanomètres.

Fournisseur	Capteurs	Electronique	Sensibilité	Course	Bruit (RMS)	Linéarité (course complète)
<b>Fogale</b>	MCC10	MC900	10mV/ $\mu$ m	1mm	37nm à 8.5kHz	+/-1 $\mu$ m
<b>Lion Precision</b>	C9.5S	CPL290	10mV/ $\mu$ m	2mm	20nm à 10kHz	+/-9 $\mu$ m
<b>Micro-Epsilon</b>	CS1	DT6500	10mV/ $\mu$ m	1mm	20nm à 8.5kHz	+/-0.5 $\mu$ m

Tableau 6: bruit et erreur de linéarité pour 3 capteurs capacitifs du commerce [Fogale, 2012][Lion precision, 2012][Micro-epsilon, 2012]

### 2.1.4. Stratégies de correction

Une fois les sources d'erreurs potentielles identifiées plusieurs méthodes de correction existent :

- supprimer lorsque cela est possible les sources d'erreurs, ou à défaut les réduire.
- diminuer la sensibilité du système aux sources d'erreurs.
- établir une relation entre les sources d'erreurs et leurs effets. Pour établir cette relation il est nécessaire de posséder une certaine compréhension des phénomènes en jeu. La connaissance des causes permet alors de corriger leurs effets.
- mesurer les effets des sources d'erreurs. Pour cela on peut mettre en œuvre des procédures dites d'étalonnages. Il suffit ensuite de corriger les effets ainsi déterminés.

On peut remarquer que les méthodes décrites précédemment ne sont pas spécifiques à la mesure capacitive mais elles peuvent s'appliquer de manière générale à la conception et à la mise au point d'équipements de mesure. Dans la suite de ce chapitre, les traitements appliqués aux différentes sources d'erreurs, dans le cas de la mesure capacitive, seront présentés.

## 2.2. Réduction de l'erreur systématique

### 2.2.1. Solutions existantes

Il est possible de mettre en œuvre une correction pour compenser l'erreur systématique. Cette approche a été investiguée dans plusieurs travaux de recherche basés sur des analyses par éléments finis [Lanyi, 1998][P. T. Smith, 2003]. Ce type d'étude est fondé sur la modélisation du champ électrique entre les armatures du condensateur. La modélisation du champ

électrique permet de déterminer l'évolution de la capacité suivant différents paramètres tel que la courbure de la cible. L'analyse par élément finis constitue un outil polyvalent car il devient aisé d'étudier l'influence de multiples paramètres.

Il est cependant parfois difficile de connaître la valeur réelle de certaines grandeurs d'influence. Par exemple l'inclinaison du capteur par rapport à la surface cible est souvent inconnue. Pour cette raison une étude par élément finis n'est pas suffisante pour corriger l'erreur systématique.

Une autre solution employée pour corriger l'erreur systématique des capteurs capacitifs est de mettre en œuvre une procédure d'étalonnage. Selon le VIM [BIPM, 2012] l'étalonnage est une « opération qui, dans des conditions spécifiées, établit dans une première étape une relation entre les valeurs et les incertitudes de mesure associées qui sont fournies par des étalons et les indications correspondantes avec les incertitudes associées, puis utilise dans une seconde étape cette information pour établir une relation permettant d'obtenir un résultat de mesure à partir d'une indication ». Le résultat de l'étalonnage peut être une courbe ou une fonction.

Quelques publications présentent des montages dédiés à la calibration de capteurs de déplacement. Haitjema et al.[Haitjema et al., 2000] ainsi que Zhang et al.[Zhang et al., 2001] ont réalisé des bancs d'étalonnage de capteur de déplacement. Les capteurs sont dans un premier temps étalonnés sur le banc, pour être ensuite transférés sur un équipement spécifique. Cette procédure soulève la question des conditions assignées de fonctionnement pour les capteurs capacitifs suite à leurs étalonnages. La mesure capacitive est en effet sensible à certaines grandeurs d'influence comme l'inclinaison du capteur par rapport à la surface cible. Il n'est pas assuré de pouvoir garantir la même inclinaison du capteur à la fois sur le banc de calibration et sur la machine à mesurer. Par exemple, un étalonnage soigné – réalisé avec l'axe du capteur perpendiculaire à la cible – sera fortement dégradé si le capteur est monté de manière inclinée sur l'équipement final.

### **2.2.2. Solution adoptée : Etalonnage in situ**

Pour s'affranchir du transfert de capteur, nous avons mis en œuvre un étalonnage in-situ. L'étalonnage in situ consiste à étalonner le capteur dans sa position finale d'utilisation.

Cette méthode permet d'éviter l'introduction d'erreurs liées à la variation - inhérente au transfert du capteur - de certaines grandeurs comme l'inclinaison par rapport à la cible. Un autre avantage de cette méthode réside dans le fait qu'il devient possible d'effectuer des étalonnages fréquents. Cela permet de se prémunir de la variation inévitable de certaines grandeurs d'influence comme la température.



## 2.3. Réduction de l'erreur aléatoire : bruit électrique

### 2.3.1. Tension de bruit : données constructeur

Asch et al. précise dans son ouvrage sur l'acquisition de données [Asch, 2011] que : « *tout dispositif électronique est le siège de signaux indésirables dont les variations sont aléatoires et dont l'origine est intrinsèquement liée à la nature physique des composants qui le constituent. Ces signaux forment le bruit de fond ; [...] En tout état de cause, le bruit de fond, toujours présent, fixe la limite ultime de la résolution* ». Le Tableau 6 précise que le bruit électrique pour trois capteurs capacitifs est compris entre 20 et 37 nanomètres. Cette valeur doit être réduite pour espérer atteindre une exactitude nanométrique pour la mesure de déplacement.

Quelques précisions doivent être apportées concernant l'expression du bruit de mesure par les constructeurs de capteur résumé dans le Tableau 6 :

1. Etant donné que la limite de résolution de l'indication fournie par les systèmes de mesure capacitive est seulement liée au bruit électrique ; les valeurs de bruit électrique sont indiquées sous le terme de résolution par les constructeurs.
2. Les systèmes de mesure capacitive délivrent une tension de sortie proportionnelle à la distance entre le capteur et la cible. Cette tension est perturbée par une tension de bruit [Asch, 2011]. La tension de bruit est convertie par les constructeurs de capteur en amplitude de déplacement. La résolution affichée par les constructeurs est indiquée en nanomètre.
3. La résolution est indiquée en termes de moyenne quadratique de la valeur du bruit (Root Mean Square) (4.2) en opposition à une valeur d'amplitude crête à crête (Peak-to-Peak). Cela signifie qu'il est nécessaire de réaliser un traitement supplémentaire pour atteindre les résolutions annoncées. Par ailleurs, si l'on souhaite réaliser des mesures « instantanées », la résolution pourra être largement moins bonne que la valeur annoncée par les constructeurs. En l'occurrence, il faudra se référer à la résolution crête à crête qui n'est généralement pas indiquée.

$$\text{Résolution RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2} \quad (4.2)$$

Dans l'équation (4.2) les valeurs  $x_i$  représentent la valeur du bruit pour chaque acquisition, et l'entier  $n$  représente le nombre d'échantillons acquis.

4. Les modules électroniques associés aux capteurs capacitifs sont souvent dotés d'un filtre analogique passe bas réglable. Le bruit électrique - souvent haute fréquence - peut être réduit de manière importante par ce filtre. La résolution indiquée par les constructeurs est donc associée à une fréquence de coupure du filtre passe bas utilisé. Certains fabricants emploient le terme de « résolution dynamique » pour signifier une fréquence de coupure élevée -autour de 10 kHz - du filtre passe bas. Cette désignation

s'oppose au terme de « résolution statique » qui désigne une fréquence de coupure faible – autour de 10Hz - du filtre passe-bas.

5. L'utilisation de ce filtre peut limiter l'utilisation des capteurs capacitifs. Par exemple la mesure d'un mouvement vibratoire de fréquence élevée ne pourra pas être associée à un filtre passe-bas de fréquence de coupure faible.

### 2.3.2. Réduction du bruit électrique : Cas statique

Il s'agit d'enregistrer l'indication du système de mesure capacitive lorsque le capteur est immobile par rapport à la cible. On réalise suite à cela la moyenne arithmétique des valeurs obtenues. La moyenne de la tension de bruit sur une durée suffisamment longue étant nulle la tension du bruit sera en théorie parfaitement éliminée par cette méthode.

On note  $U_{b_i}$  la tension de bruit pour la  $i^{\text{ème}}$  valeur enregistrée,  $U_{s_i}$  la tension en sortie du système de mesure capacitive pour la  $i^{\text{ème}}$  valeur enregistrée,  $U_v$  la valeur de la tension proportionnelle à la distance entre la cible et le capteur. On exprime bien ici que la valeur  $U_v$  est constante ce qui traduit l'immobilité du système. Pour un nombre d'acquisition « n » suffisamment grand on retrouve bien après traitement la valeur de  $U_v$  sans la tension de bruit (4.4)

$$U_{s_i} = U_v + U_{b_i} \quad (4.3)$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{U_{s_i}}{n} = \sum_{i=1}^n \frac{U_v + U_{b_i}}{n} = U_v + \sum_{i=1}^n \frac{U_{b_i}}{n} = U_v \quad (4.4)$$

### 2.3.3. Réduction du bruit électrique : Cas dynamique

Le cas dynamique est plus complexe car par définition la valeur de la distance entre le capteur et la cible varie.

Le filtrage le plus couramment utilisé dans le domaine de la mesure de profil linéaire ou circulaire est le filtre Gaussien. Le filtre gaussien est défini dans la norme ISO 16610-21 [ISO 16610-21, 2012]. Le filtre gaussien est très souvent utilisé car il présente l'avantage de ne pas introduire de déphasage entre le signal brut et le signal filtré. Pour cette raison le filtre gaussien est aussi décrit comme filtre à phase correcte.

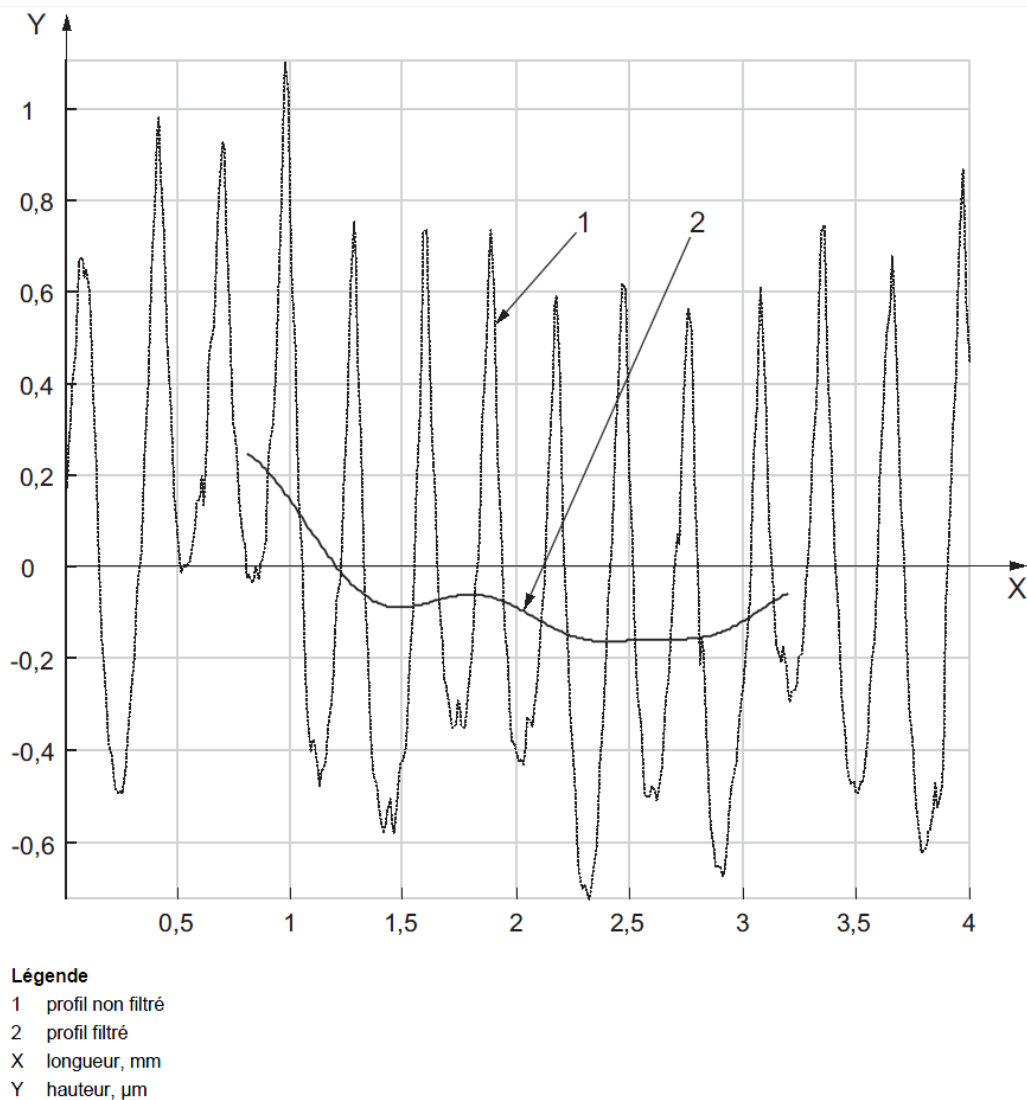
Le filtrage réalisé par un filtre gaussien correspond à une moyenne pondérée des valeurs à filtrer. Le filtre est caractérisé par la « Fonction de pondération ». La fonction de pondération du filtre gaussien correspond à l'équation de la fonction de densité de probabilité gaussienne (5). Elle indique pour chaque point le poids des autres points du signal situés au voisinage de celui-ci.

$$s(x) = \frac{1}{\alpha * \lambda_c} e^{-\pi \left( \frac{x}{\alpha * \lambda_c} \right)^2} \quad (4.5)$$

x : Position par rapport au centre de la fonction de pondération.

$\lambda_c$ : Longueur d'onde de coupure du filtre.

$$\alpha = \sqrt{\frac{\ln(2)}{\pi}} = 0,4697$$



*Figure 71: Exemple de filtration gaussienne ( $\lambda_c = 0,8 \text{ mm}$ ) avec retrait des régions de l'effet de bord [ISO 16610-21, 2012]*

La Figure 71 présente le résultat d'un filtrage gaussien. Le filtrage ne peut pas être réalisé aux extrémités du signal brut. Pour effectuer la moyenne centrée, il faut posséder les valeurs de part et d'autre du point considéré. Cela n'est pas le cas au début et à la fin du signal.

Pour mettre en œuvre le filtrage gaussien il faut définir une fréquence de coupure. Cette fréquence correspond à la nature du défaut que l'on souhaite révéler, de l'état de surface au défaut de forme.

### **2.3.4. Mode de mesure**

Pour effectuer un filtrage sans introduire d'erreur une solution simple consiste à réaliser un déplacement par pas successifs entrecoupés de phases pendant lesquelles le système est immobile. Il suffit ensuite de réaliser la moyenne arithmétique des valeurs enregistrées lors de chaque phase d'immobilité pour s'affranchir du bruit. Dans ce cas, la mesure de la distance est obtenue en un nombre donné de points qui correspondent aux différents paliers. On parlera dans ce cas de mesure pas à pas.

Le mode de mesure pas à pas s'oppose au mode de mesure continu. L'acquisition de mesure en continu signifie que les valeurs fournies par les capteurs sont enregistrées lorsque le système est en mouvement.

Le mode de mesure continu est appliqué

- Lorsque le temps d'acquisition est limité
- Lorsqu'il est préférable d'éviter l'arrêt du système au cours de la mesure afin d'éviter les phases d'accélération.

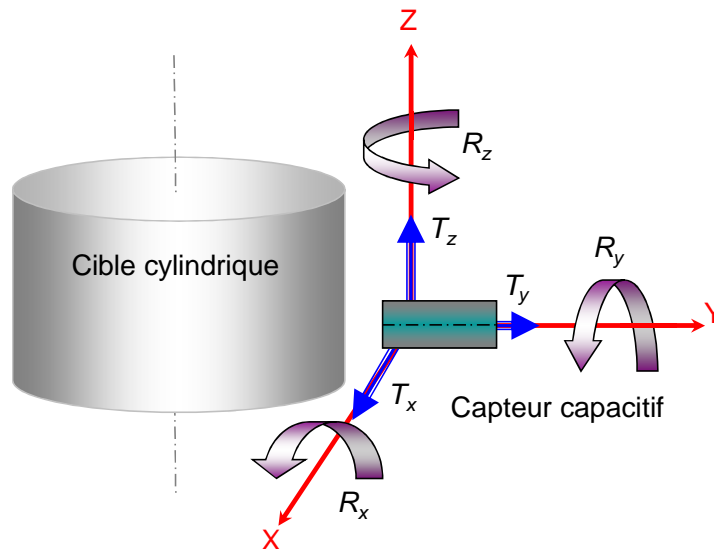
On privilégiera le mode de mesure pas à pas dans tous les autres cas.

## **2.4. Réduction de l'erreur aléatoire: position du capteur**

On ne considère ici les variations de position du capteur capacitif après son étalonnage. Il n'est pas possible, même dans le cas de machines à mesurer de très haute précision, de maîtriser parfaitement la position relative entre le capteur et sa cible. Il devient alors utile de quantifier la sensibilité de la mesure aux différentes erreurs de position du capteur. Cela permet de prévoir le traitement adapté à chaque erreur de position.

### **2.4.1. Détermination des degrés de liberté à tester**

La Figure 72 présente les 6 ddls du capteur capacitif lorsqu'il est utilisé face à une cible cylindrique.



*Figure 72: Position relative du capteur par rapport à la pièce mesurée.*

Parmi les degrés de liberté, trois d'entre eux n'ont pas besoin d'être traités.

- Le premier est la rotation  $R_y$  : la symétrie axiale du capteur permet de supposer que la rotation du capteur autour de son axe laisse invariante la mesure effectuée. L'influence de la rotation  $R_y$  ne sera donc pas à investiguer.
- Le deuxième est la translation  $T_z$  : on constate une invariance de la position relative entre le capteur et la surface mesurée lors d'une translation suivant l'axe d'une génératrice du cylindre.
- Le troisième est la rotation  $R_z$  : on peut remarquer que le changement de position relative entre la pièce et le capteur lors d'une rotation  $R_z$  est équivalent à une translation du capteur dans le plan XY. Il suffit donc d'étudier cette translation. L'équivalence est illustrée sur la Figure 73.

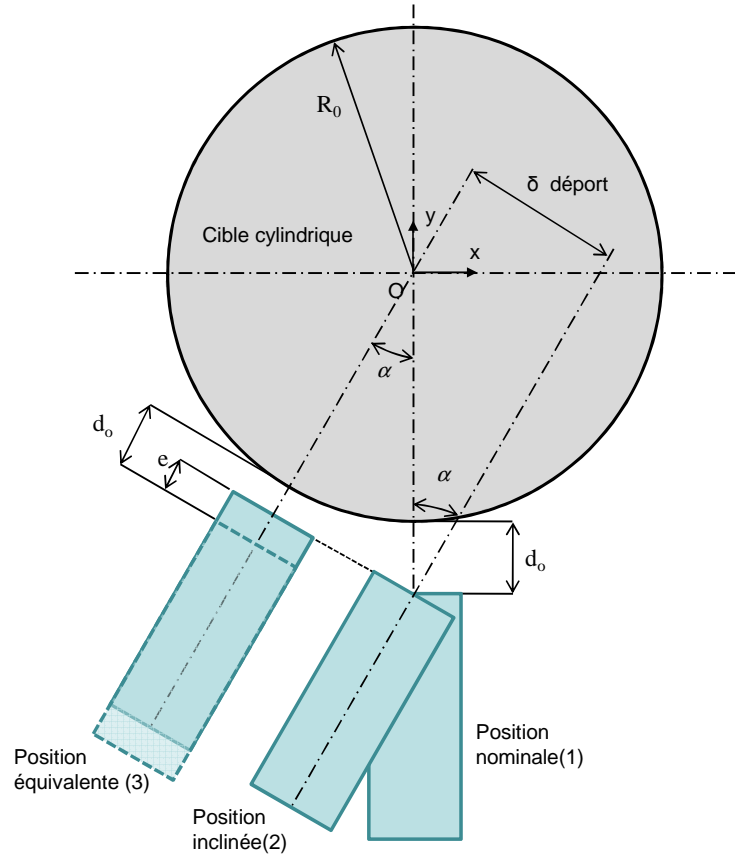


Figure 73: équivalence entre rotation  $R_z$  et translation  $T_x$  et  $T_y$

Sur la Figure 73 :

$d_0$  représente la distance entre le capteur dans sa position nominale (1) et la cible cylindrique,  
 $\delta$  représente la valeur de la translation nécessaire du capteur capacitif perpendiculairement à son axe pour passer de la position inclinée (2) à la position équivalente (3)

$\alpha$  représente l'angle initial d'inclinaison du capteur capacitif

$e$  représente la valeur de la translation nécessaire du capteur capacitif suivant son axe pour passer de la position inclinée (2) à la position équivalente (3)

La Figure 73 montre qu'il existe une équivalence entre une rotation  $R_z$  du capteur et une translation dans le plan xoy. Cette translation peut être décomposée suivant deux axes : l'axe du capteur et sa perpendiculaire dans le plan xoy. Les valeurs des deux composantes sont données par les deux équations (4.6) et (4.7).

$$e = (1 - \cos \alpha)(R_0 + d_0) \quad (4.6)$$

$$\delta = \sin \alpha (R_0 + d_0) \quad (4.7)$$

Pour  $\alpha \ll 1$  et  $d_0 \ll R_0$

$$e = R_0 \frac{\alpha^2}{2} \text{ et } \delta = \alpha \times R_0 \quad (4.8)$$

Dans le cas d'une cible cylindrique d'un rayon de 50mm pour une distance de travail nominale du capteur de 100 $\mu$ m, l'inclinaison du capteur de 0.1° est équivalente à un décalage du capteur perpendiculairement à son axe de 87 $\mu$ m combinée à une translation suivant son axe de 76nm.

Les degrés de liberté à étudier sont alors :

- **Ty** : translation du capteur radialement au cylindre. La translation Ty n'est pas à l'origine d'une erreur de mesure. Il s'agit plutôt de la grandeur que le capteur doit mesurer.
- **Tx** : Il s'agit du décalage du capteur par rapport à l'axe du cylindre. Ce décalage est désigné par le terme *déport* aux chapitres 2 et 3.
- **Rx** : il s'agit de l'inclinaison de l'axe du capteur par rapport à la perpendiculaire à une génératrice du cylindre.

### 2.4.2. Déport Tx

Le chapitre 2 présente une méthode pour s'affranchir de l'effet du déport. La méthode décrite fait l'hypothèse d'un capteur ponctuel. Quelles sont alors les conséquences de l'utilisation d'un capteur capacitif surfacique sur le traitement de l'effet du déport?

Le déport est décrit dans le cas d'un capteur ponctuel Figure 74(a) et d'un capteur capacitif Figure 74(b). Il n'existe pas d'expression analytique simple pour estimer l'effet du déport dans le cas du capteur capacitif. Pourtant, une estimation est souvent nécessaire car suivant le cas étudié l'effet du déport peut être négligé ou doit être au contraire pris en compte.

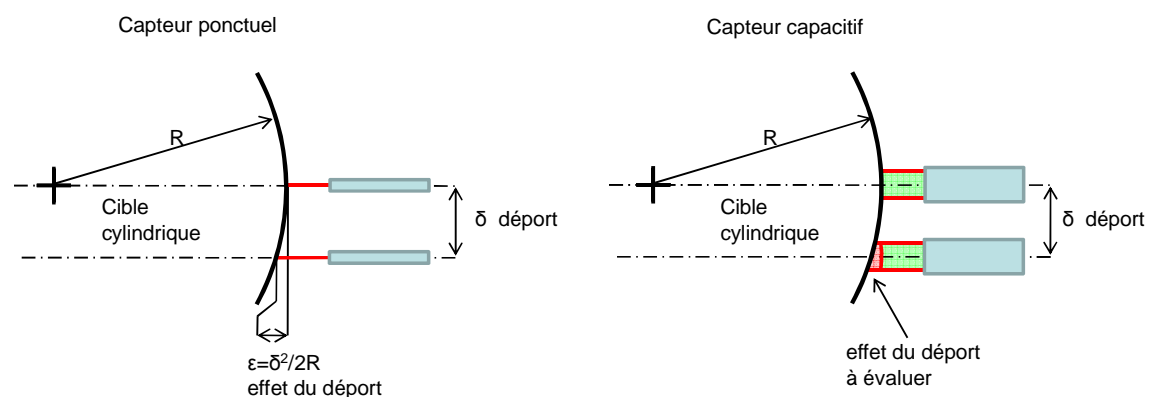


Figure 74: (a) Effet du déport dans le cas d'un capteur ponctuel et (b) dans le cas d'un capteur capacitif

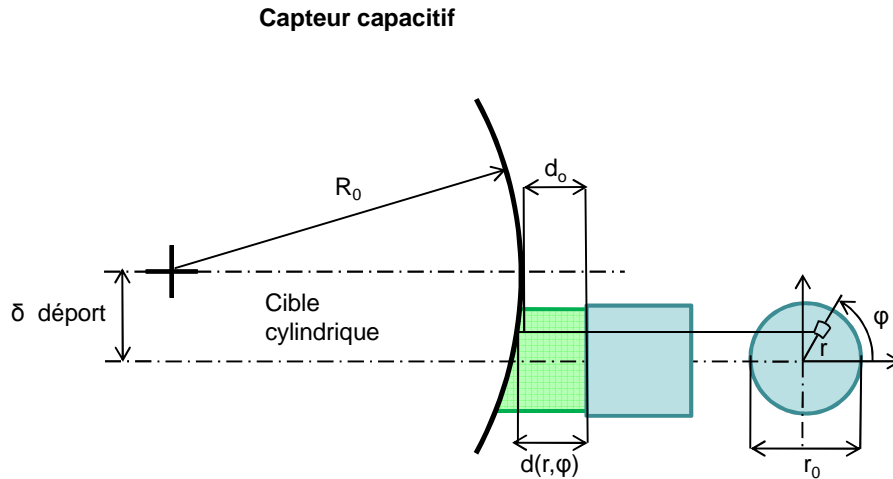
Le modèle proposé par Gleason [Gleason et al., 1998] permet d'exprimer la capacité en fonction de la distance entre le capteur et sa cible sphérique, du rayon de la sphère et du

déport. La suite de ce paragraphe décrit le modèle que nous avons développé dans le cas d'une cible cylindrique et présenté sur la Figure 76.

L'électrode sensible du capteur capacitif utilisé pour notre expérimentation est un disque de 5.5 mm de diamètre. Des effets de bord peuvent apparaître. On fait cependant l'hypothèse que le champ électrique entre les armatures est uniforme. Cette hypothèse est légitime car :

- l'effet de bord est réduit car les capteurs capacitifs que nous utilisons sont équipés d'un anneau de garde.
- Le diamètre de l'électrode sensible (5.5mm) est grand par rapport à la distance entre les deux armatures du condensateur (0.1mm).
- Le diamètre de l'électrode sensible est petit par rapport au diamètre de la cible.

L'hypothèse d'uniformité du champ électrique permet d'utiliser l'expression (4) de la capacité entre deux plans infinis présentée au paragraphe 1.2. La Figure 75 illustre le modèle adopté.



*Figure 75: modélisation du déport*

Il devient possible d'exprimer la capacité globale  $C$  comme une somme continue de capacités élémentaires  $dC$ . La capacité élémentaire  $dC$  est décrite par l'équation (4.9) déduite de l'équation (4.1). L'intégration de l'équation (4.9) sur le domaine constitué par la surface active du capteur capacitif permet de calculer la capacité globale  $C$  (4.10).

$$dC = \varepsilon_0 \varepsilon_r \frac{dA}{d_{(r,\varphi)}} \quad (4.9)$$

$$C = \varepsilon_0 \varepsilon_r \int_0^{2\pi} \int_0^{r_0} \frac{r}{g_0 + R_0 - \sqrt{R_0^2 - (r \sin \varphi - \delta)^2}} dr d\varphi \quad (4.10)$$



La résolution numérique de l'équation (4.10) permet d'aboutir à une évaluation de  $C$ . Sur la Figure 76, la courbe bleue illustre la simulation de la mesure capacitive lors du déport du capteur face à une cible d'un diamètre de 135mm. La courbe rouge représente la simulation de la mesure effectuée par un capteur ponctuel dans les mêmes conditions. La courbe noire représente la simulation de la mesure effectuée par un capteur capacitif pour un déport du capteur face à une cible d'un diamètre de 600mm.

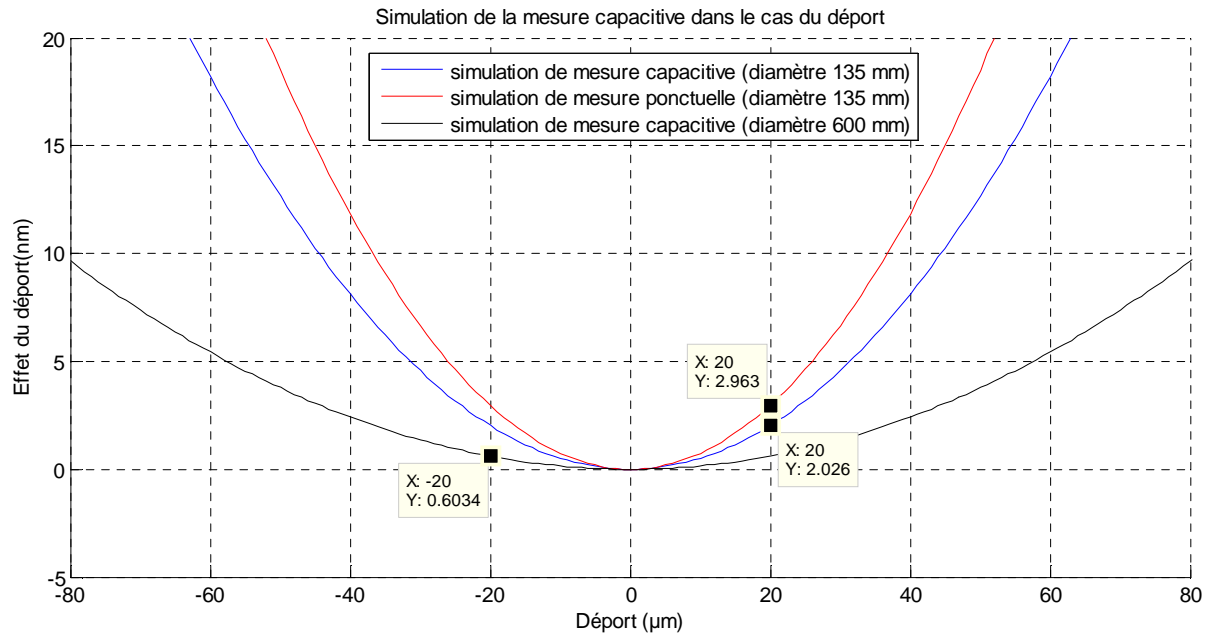


Figure 76: simulation de l'effet de déport dans le cas d'une cible cylindrique de diamètre 135mm

On constate que le capteur capacitif est moins sensible au déport que le capteur ponctuel. Malgré cela, pour des valeurs de déport inférieures à  $20\mu\text{m}$ , la différence de résultats entre les deux modélisations est inférieure à 1nm. On peut donc, à priori, utiliser l'expression analytique de l'effet du déport dans le cas ponctuel pour une mesure surfacique à condition que le déport soit inférieur à  $20\mu\text{m}$ .

La simulation du déport dans le cas d'un cylindre de diamètre 600 mm, pour un déport inférieur à  $20\mu\text{m}$ , fait apparaître un effet de déport inférieur à 0.7 nm. Dans le cadre de notre étude, on peut donc à priori négliger l'effet du déport pour le cylindre de référence. Cela fixe dans ce cas une exigence concernant la valeur du déport qui doit rester inférieure à  $20\mu\text{m}$ .

### 2.4.3. Inclinaison Rx

L'effet de l'inclinaison est décrit dans le chapitre 2 dans le cas de capteurs ponctuels. Dans le cas du capteur ponctuel une inclinaison de  $58\mu\text{radian}$  provoque une erreur de 0.5 nm. Dans le cadre de notre projet, on peut donc à priori négliger l'effet de l'inclinaison du capteur pour des angles inférieurs à  $58\mu\text{radian}$ . On cherche à vérifier si cette approximation est toujours valide dans le cas de capteurs capacitifs.

Il convient en premier lieu d'estimer la plage angulaire des variations d'inclinaison du capteur par rapport à la cible. Cette estimation est liée aux solutions techniques adoptées lors de la conception de la machine. Le schéma de la Figure 77 montre la rotation combinée du porte capteur et de l'ensemble pièce et référence. Cette configuration est la plus contraignante en termes d'inclinaison. Elle correspond à la combinaison de la rotation et de la translation obtenue lors d'une mesure en hélice.

La rotation de l'ensemble pièce et cylindre de référence est liée au défaut de voile du roulement. Un défaut de voile a été évalué à  $\pm 15 \mu\text{rad}$  pour un roulement de diamètre 480mm. La rotation de l'ensemble porte capteur est liée au mouvement de lacet de l'ensemble porte capteur. On peut prévoir de réaliser une translation possédant un mouvement de lacet de  $\pm 15 \mu\text{rad}$ . Cela aboutit à une inclinaison relative des capteurs capacitifs par rapport à la surface cible inférieure à  $\pm 30 \mu\text{rad}$ .

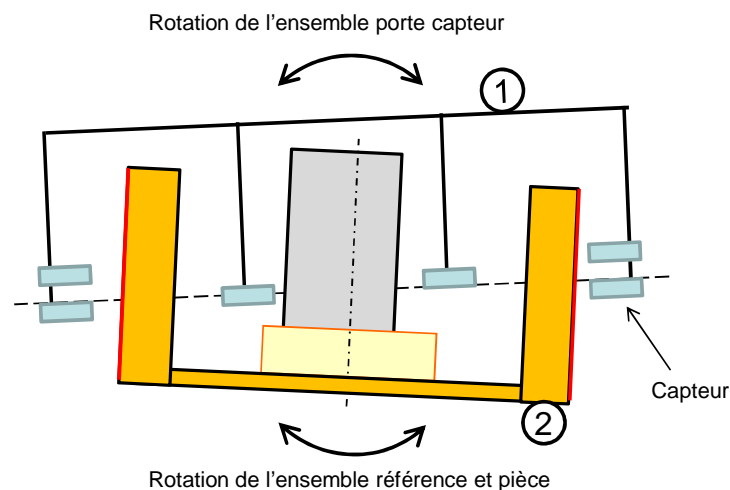


Figure 77: inclinaison entre les capteurs et la cible cylindrique

On fait l'hypothèse que pour de petits angles, la mesure effectuée par les capteurs capacitifs n'est pas perturbée par l'inclinaison du capteur. Cette hypothèse devra être vérifiée sur l'équipement final.

Des essais sur la sensibilité des capteurs capacitifs en position inclinée ont été menés dans le cadre de ce projet [Nouira et al., 2013][Nouira et al., 2011][Vissière, Nouira, Vailleau, et al., 2011]. La Figure 79 présente le banc de test fabriqué. Le schéma de la Figure 78 décrit l'essai d'inclinaison réalisé.

Le capteur est incliné par rapport à la surface du cylindre d'un angle noté  $R_x$ . Le capteur est ensuite éloigné de la cible suivant une direction perpendiculaire à l'axe de la cible cylindrique. Le mouvement de translation est mesuré par un interféromètre.

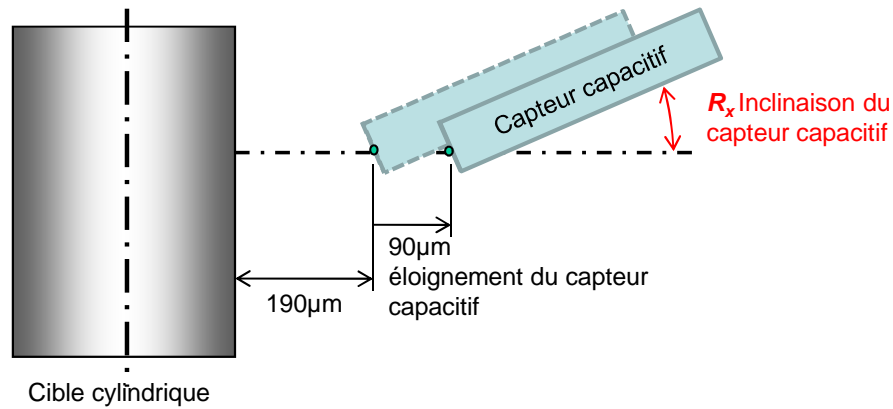


Figure 78: essais d'étalonnage avec capteur incliné

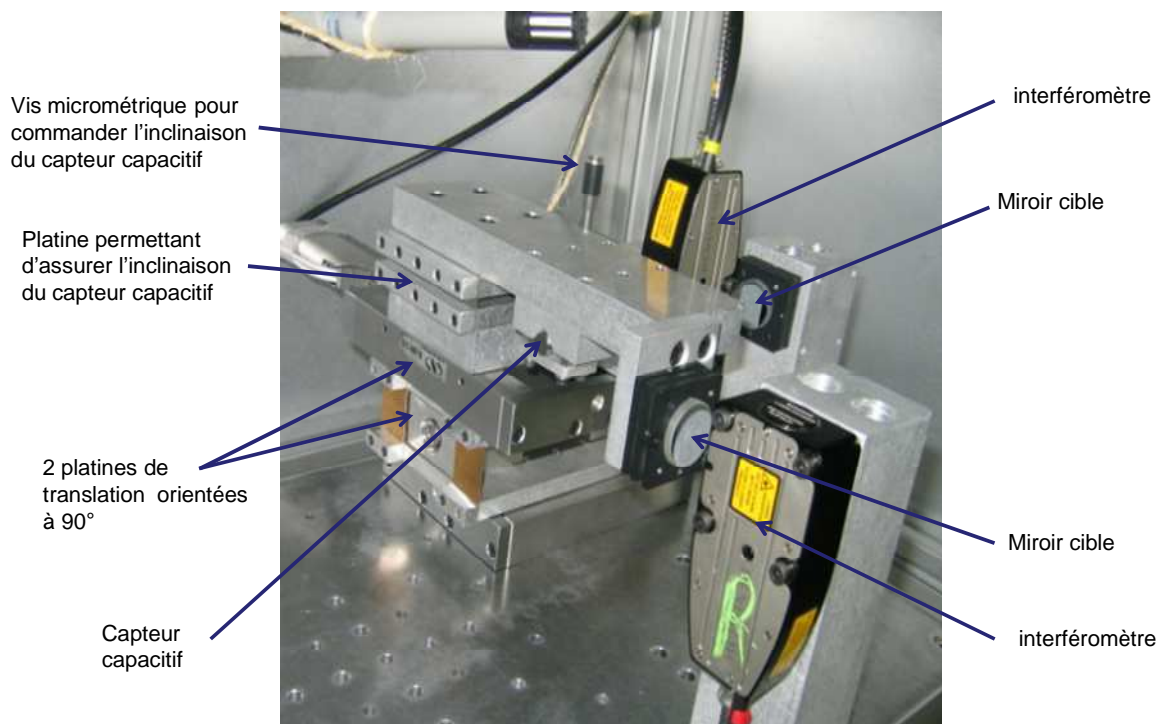
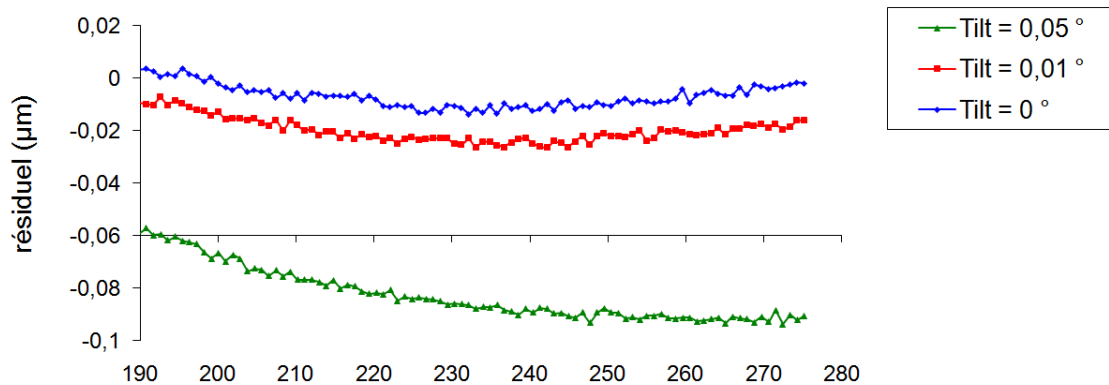


Figure 79: banc de test permettant de mesurer l'effet de l'inclinaison du capteur sur son étalonnage

Le graphe de la Figure 80 présente le résiduel entre les valeurs enregistrées par le système de mesure capacitive et une droite de linéarisation de ces valeurs au sens des moindres carrés. L'équation de la droite de linéarisation est obtenue à partir de l'essai à inclinaison nulle (en bleu) et sera identique pour chaque essai (rouge et vert). Ces mesures sont tracées en fonction de la mesure effectuée par l'interféromètre laser.

Evolution de l'erreur de linéarité pour un capteur capacitif avec une électrode de travail de diamètre 5.5mm en fonction de la distance à une cible cylindrique de diamètre 200mm



mouvement généré par un actionneur piezo électrique et mesuré par un interféromètre laser(µm)

*Figure 80: Validité de la courbe d'étalonnage des capteurs capacitifs en fonction de leurs inclinaisons.*

On constate que pour des valeurs d'inclinaison de  $0^\circ$  et de  $0,01^\circ$  les courbes sont identiques. Le décalage vertical peut s'expliquer par une translation parasite du capteur capacitif lors de son inclinaison. Pour une inclinaison de  $0,05^\circ$  on remarque que la sensibilité du capteur est modifiée.

Cet essai a révélé que l'inclinaison du capteur capacitif MCC10 de marque Fogale [Fogale, 2012] pour des angles inférieurs à  $0,01^\circ$  soit  $175\mu\text{rad}$  n'avait pas d'influence sur la non linéarité du capteur. On peut donc conclure que le résultat de l'étalonnage in-situ du capteur capacitif sera valide pour les inclinaisons atteignables lors de l'utilisation du capteur sur notre machine.

## 2.5.Bilan sur l'optimisation de l'utilisation des capteurs capacitifs

L'erreur réalisée lors d'une mesure capacitive peut être décomposée suivant sa composante systématique et aléatoire. Pour atteindre un niveau d'incertitude nanométrique il est donc nécessaire de maîtriser ces deux composantes.

La composante systématique sera traitée par un étalonnage in-situ. Le point critique concernant l'étalonnage in-situ est l'intégration du système d'étalonnage – étalon et système de comparaison - au sein de l'équipement de mesure. En particulier, le système d'étalonnage intégré ne doit pas perturber la mesure une fois l'étalonnage réalisé.

La composante aléatoire de l'erreur est causée par deux sources : le bruit électrique et les variations non maîtrisées de la position du capteur. Le bruit électrique sera atténué à des niveaux cohérents avec l'incertitude recherchée grâce à des procédés classiques de filtrage. Concernant les variations de position du capteur, on s'assure par la mesure du déport et de

l'inclinaison des capteurs que l'amplitude réelle des variations de positions n'a pas d'influence sur la mesure.

La mesure capacitive est au cœur du projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude. Les capteurs capacitifs instrumentent la chaîne métrologique et à ce titre, toute incertitude sur la mesure capacitive se traduira par une incertitude sur la mesure de cylindricité. Par conséquent le choix a été fait de valider expérimentalement la mise en œuvre de la mesure capacitive avant même de réaliser la conception détaillée de l'ensemble de la machine. Cette validation a été réalisée sur un banc préliminaire conçu pour reproduire la structure d'étalonnage prévue sur la machine.

### **3. Banc préliminaire de validation**

#### **3.1. Objectif et principe de mesure**

Dans le cadre de ce travail nous avons développé un banc de test afin de valider expérimentalement l'implantation des capteurs capacitifs sur la machine à mesurer la cylindricité. Il s'agit de tester les capteurs capacitifs MCC10 de marque Fogale, et de valider les stratégies d'étalonnage et leur utilisation.

Sur l'équipement final les capteurs sont placés sur deux niveaux comportant chacun 4 capteurs. Pour simplifier notre banc de test préliminaire seulement 4 capteurs ont été utilisés. En effet, les procédures mises en place dans le cas d'un seul étage de capteur seront répétées similairement sur les deux niveaux de capteurs de l'équipement final.

La Figure 15 présente une vue en coupe du montage de test préliminaire. L'étalonnage de chaque capteur capacitif est basé sur la comparaison aux valeurs enregistrées par les interféromètres lasers qui constituent ici des étalons. Pour le capteur  $C_{c1}$ , l'étalonnage consiste à déplacer le capteur capacitif suivant l'axe **u** et à comparer son indication à l'indication délivrée par les interféromètres lasers.

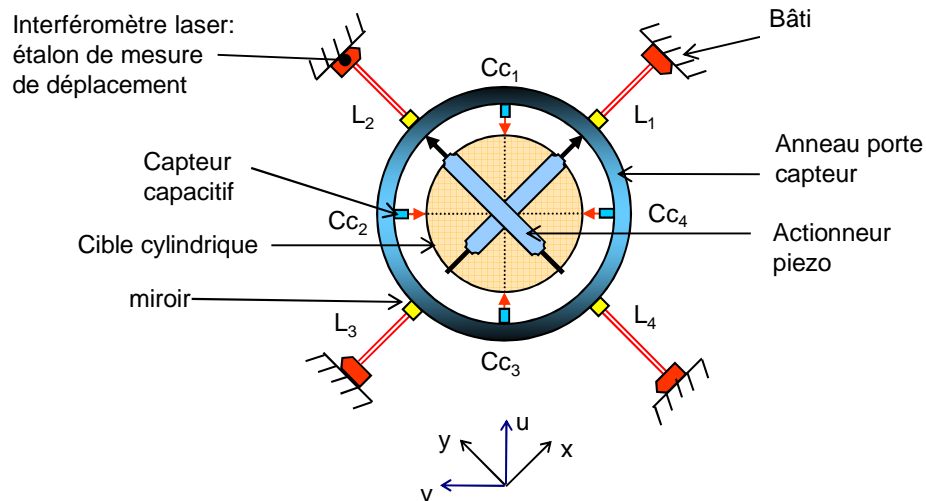


Figure 81: architecture du banc

## 3.2. Description du banc

### 3.2.1. Etalon de mesure de déplacement.

Les interféromètres lasers sont utilisés comme étalons de mesure de déplacement. La source laser RLU associée aux têtes de détection RLD produit par la société Renishaw a été choisie. La traçabilité métrologique est réalisée grâce à l'étalonnage des 4 interféromètres par rapport au laser de référence du LNE.

Malgré cet étalonnage, la mesure interférométrique peut être entachée d'erreurs [Renishaw, 2004]. En particulier l'erreur de subdivision aussi appelée erreur d'interpolation ne peut pas être négligée car elle peut être de l'ordre de 5nm. Cette erreur dépend de l'alignement des miroirs et par conséquent l'étalonnage préalable des interféromètres lasers ne permet pas de l'éliminer.

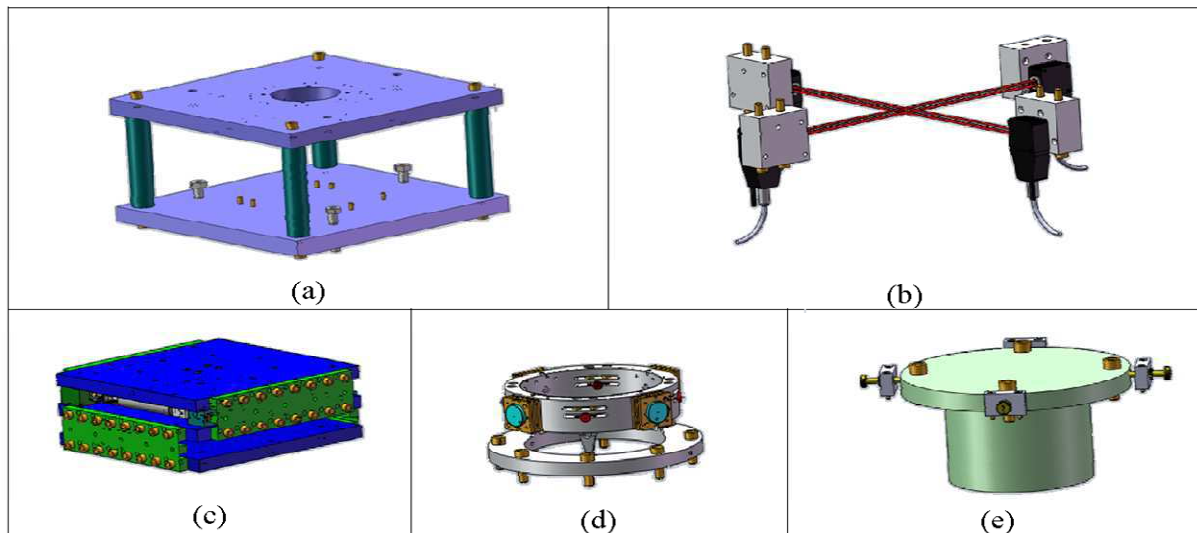
Plusieurs études présentent des solutions basées sur des algorithmes de traitement [Downs et al., 1998][Birch, 1990][Ellis et al., 2012] ou sur l'utilisation de capteurs capacitifs[Seppä et al., 2011] pour éliminer l'erreur d'interpolation.

Pour notre banc de test, nous utilisons une autre solution qui consiste à déplacer la cible de l'interféromètre par pas successifs dont la longueur est un multiple de 158 nm. Cette valeur est le quart de la longueur d'onde du laser. Dans ce cas, la mesure interférométrique ne fait pas intervenir le système d'interpolation [Renishaw, 2004].

### 3.2.2. Description du banc de test

La Figure 14 montre les différents éléments du montage expérimental. Ces différents éléments sont fixés à la structure porteuse (a) :

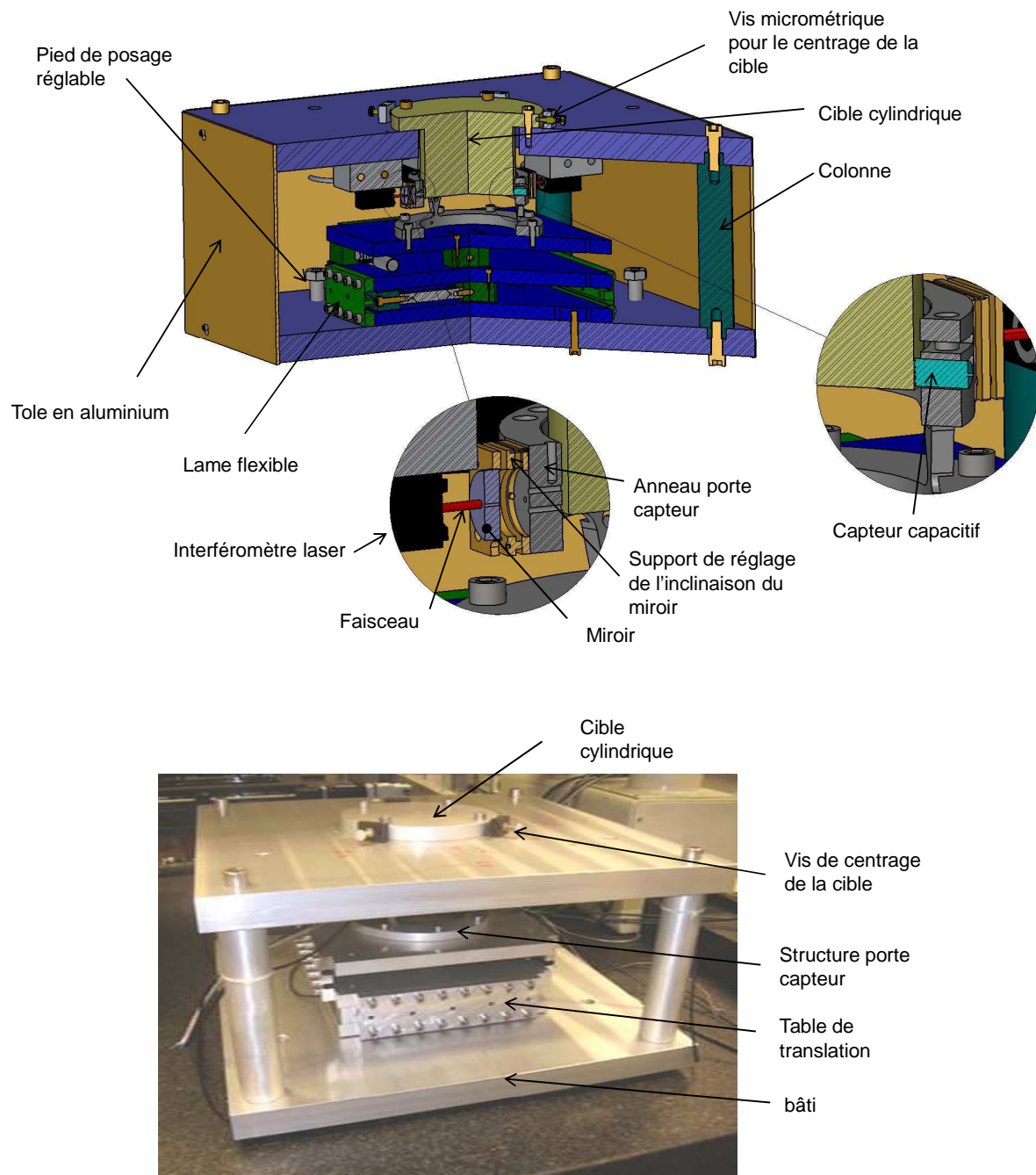
- l'ensemble des quatre interféromètres lasers (b) constitue la référence de mesure de déplacement pour l'étalonnage des capteurs capacitifs.
- la table de translation deux axes (XY) (c) assure le déplacement des capteurs capacitifs suivant leurs axes pour leur étalonnage. Cette table supporte l'anneau (d) sur lequel sont fixés les capteurs capacitifs. Cette table est équipée de deux actionneurs piézoélectriques. Le guidage en translation est assuré par 4 lames flexibles. La conception détaillée de ce type de table est présenté au chapitre 5.
- La cible (e) est un cylindre en aluminium de 135 mm de diamètre. Un système de réglage manuel permet de centrer la cible par rapport aux 4 capteurs capacitifs.



*Figure 82: détails de conception*

La Figure 83 présente la conception de l'assemblage complet ainsi qu'une photographie du montage réalisé.





*Figure 83: banc de test préliminaire*

### 3.2.3. Perturbations et protections associées

Les facteurs environnementaux doivent être pris en considération lors des essais. En effet, ces facteurs peuvent perturber la stabilité de la chaîne métrologique. Par exemple, des dilatations thermiques non maîtrisées— sous l'effet de variation de la température - peuvent être à l'origine de la déformation de la structure métrologique.

Les effets des vibrations en provenance du sol et des variations de température seront traités en détail dans le cas de la machine complète dans le chapitre 5. Il s'agit dans ce paragraphe de



décrire les solutions que nous avons mises en œuvre pour étudier expérimentalement le comportement des capteurs capacitifs.

### **3.2.3.1. Perturbations thermiques**

Concernant les perturbations thermiques, 4 plaques en aluminium de 6mm d'épaisseur forment un caisson qui entoure le montage. Ces plaques sont utilisées pour obtenir une meilleure homogénéité thermique à l'intérieur du système en agissant de trois manières différentes.

- Elles bloquent les transferts thermiques par rayonnement et par convection entre l'extérieur et l'intérieur du caisson.
- La chaleur générée par les sources ponctuelles - comme les interféromètres lasers - à l'intérieur du caisson est transférée par convection et rayonnement aux parois en aluminium. La grande conductivité de l'aluminium permet d'éviter l'apparition de point chaud ce qui assure une plus grande homogénéité thermique à l'intérieur du caisson
- De plus le caisson n'est pas hermétiquement clos. Les transferts par convection limités qui en résulte permettent une homogénéisation de la température à l'intérieur du caisson.

On cherche en outre à réduire l'amplitude des sources de variation de température. Ainsi, le caisson complet est utilisé dans une pièce où la température est régulée.

### **3.2.3.2. Vibrations**

Les vibrations du sol peuvent aussi perturber la mesure. Il n'est pas aisé de compenser leurs effets car les sources de ces vibrations sont souvent aléatoires. Par conséquent, il est utile de pouvoir isoler les systèmes de mesure du sol. Pour cette raison le banc de test a été placé sur un marbre lui-même isolé du sol par trois amortisseurs.

## **3.3. Expérimentation et résultats.**

### **3.3.1. Choix de la sensibilité et de la plage de mesure**

Le module électronique MC900 [Fogale, 2012] associé au capteur capacitif comporte un sélecteur de calibre (noté sélecteur gain dans la documentation commerciale). La sélection est à réaliser entre 6 positions. La position 1 correspond à la plus grande sensibilité avec la plage de mesure la plus réduite.

Avant d'effectuer une procédure d'étalonnage nous avons choisi le calibre [Vissière, Nouira, Damak, David, & Gibaru, 2011]. Ce choix correspond à un compromis entre sensibilité, amplitude de l'erreur de linéarité et distance entre le capteur et la cible.

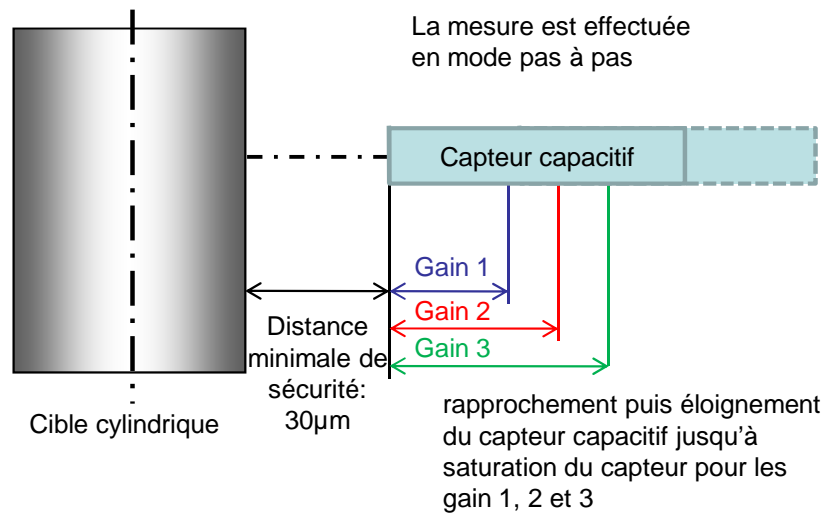


Figure 84: évaluation de l'effet du changement de gain

Pour choisir le calibre le plus adapté, un essai décrit sur la Figure 84 été mis en œuvre. Pour chaque gain de 1 à 3, le capteur capacitif est approché de la cible par pas successifs suivant la direction matérialisée par son axe sur une course de 80µm. Entre chaque pas de déplacement le système demeure immobile pendant 2 secondes. Dans un deuxième temps le capteur est éloigné de la cible suivant un mouvement similaire. La mesure consiste à comparer l'indication des capteurs capacitifs et l'indication des interféromètres laser.

Le filtrage des valeurs enregistrées est réalisé conformément à la méthode décrite au paragraphe 2.3.2. Il s'agit pour chaque palier - lors desquels le système est immobile - d'effectuer la moyenne des valeurs enregistrées. La fréquence d'acquisition est de 1kHz et le temps d'arrêt par palier est de 2 secondes. Cela amène à réaliser une moyenne de 2000 valeurs pour chaque palier.

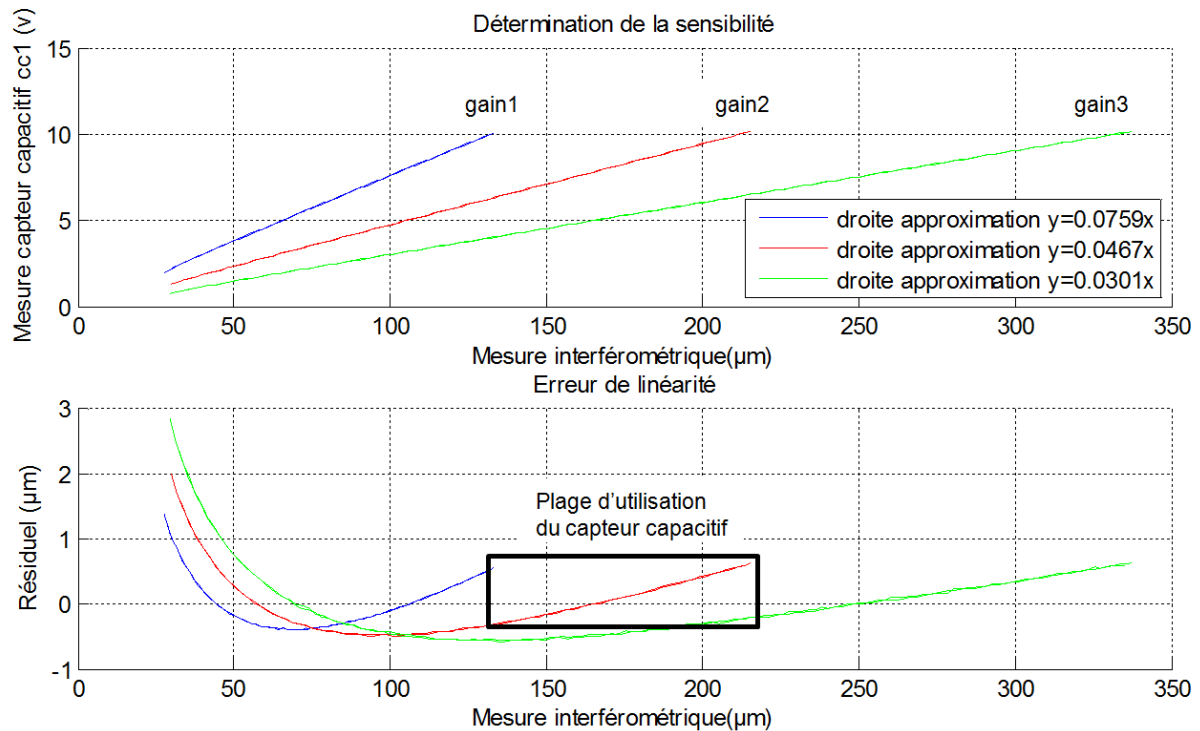


Figure 85: choix de la sensibilité

A partir des résultats présentés sur la Figure 85, nous avons fait le choix d'utiliser le calibre 2 (rouge). La plage de mesure que nous prévoyons d'exploiter est située à la fin de la course du capteur pour le calibre 2. Ce choix permet d'utiliser le capteur avec une sensibilité importante tout en bénéficiant d'un défaut de linéarité faible. La distance minimale du capteur à la cible est de 140μm ce qui constitue une marge de sécurité acceptable.

### 3.3.2. Etalonnage fin

La Figure 86 décrit la procédure mise en œuvre pour réaliser l'étalonnage du capteur capacitif.

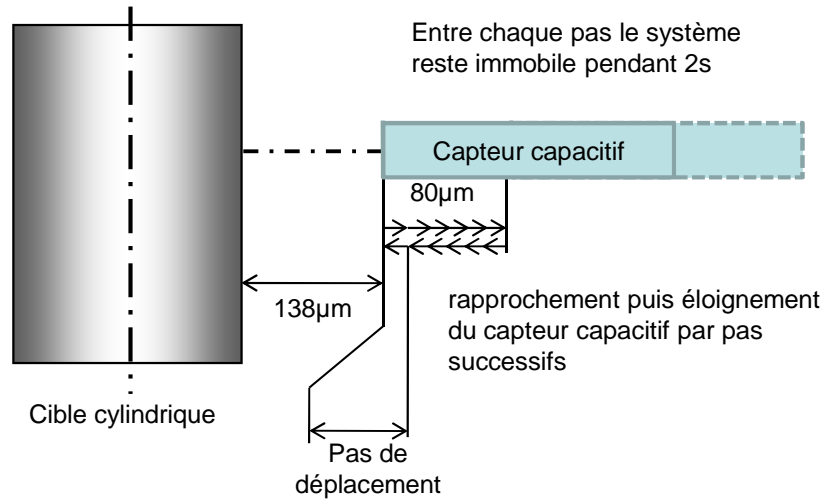


Figure 86: procédure d'étalonnage du capteur capacitif

Dans un premier temps le capteur capacitif est approché de la cible par pas successifs suivant la direction matérialisée par son axe sur une course de  $80\mu\text{m}$ . Entre chaque pas de déplacement le système demeure immobile pendant 2 secondes. Dans un deuxième temps le capteur est éloigné de la cible suivant un mouvement similaire. La mesure consiste à comparer l'indication des capteurs capacitifs et l'indication des interféromètres laser. Le filtrage des valeurs est similaire à celui de l'essai précédent.

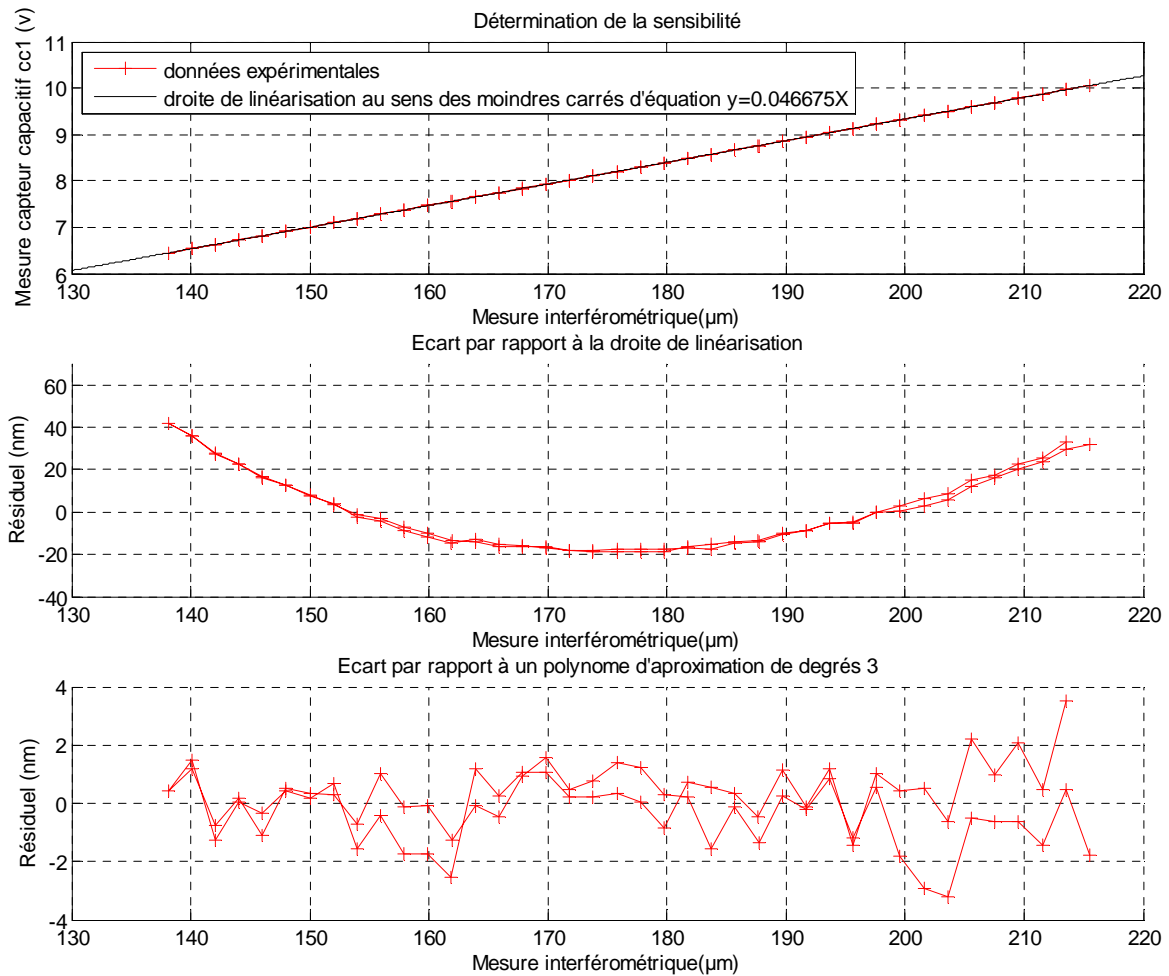


Figure 87: résultat de l'étalonnage d'un capteur capacitif MCC10 de marque Fogale

Le premier graphique de la Figure 87 montre les valeurs fournies par le capteur capacitif (en volt) en fonction des valeurs fournies par les interféromètres laser (en micromètre). La droite de linéarisation au sens des moindres carrés de ces données permet de déduire que ce capteur a une sensibilité de 46,7 mV/μm.

Le deuxième graphique de la Figure 87 montre l'erreur de linéarité du capteur étudié. Il s'agit de l'écart entre les données expérimentales et une droite de linéarisation au sens des moindres carrés. On constate que l'erreur de linéarité pour ce capteur a une amplitude de 60 nm.

Les données présentées sur le premier graphe sont ensuite approchées au sens des moindres carrés par un polynôme de degré inférieur ou égal à 3. Le troisième graphe montre la différence entre les données expérimentales et ce polynôme d'approximation. L'amplitude du résiduel est inférieure à 2 nm ce qui montre que le polynôme d'ordre 3 modélise le défaut de linéarité du capteur de manière très satisfaisante.

### 3.3.3. Validation des simulations de déport

La Figure 88 décrit la procédure mise en œuvre pour réaliser la mesure de l'effet du déport pour le capteur capacitif.

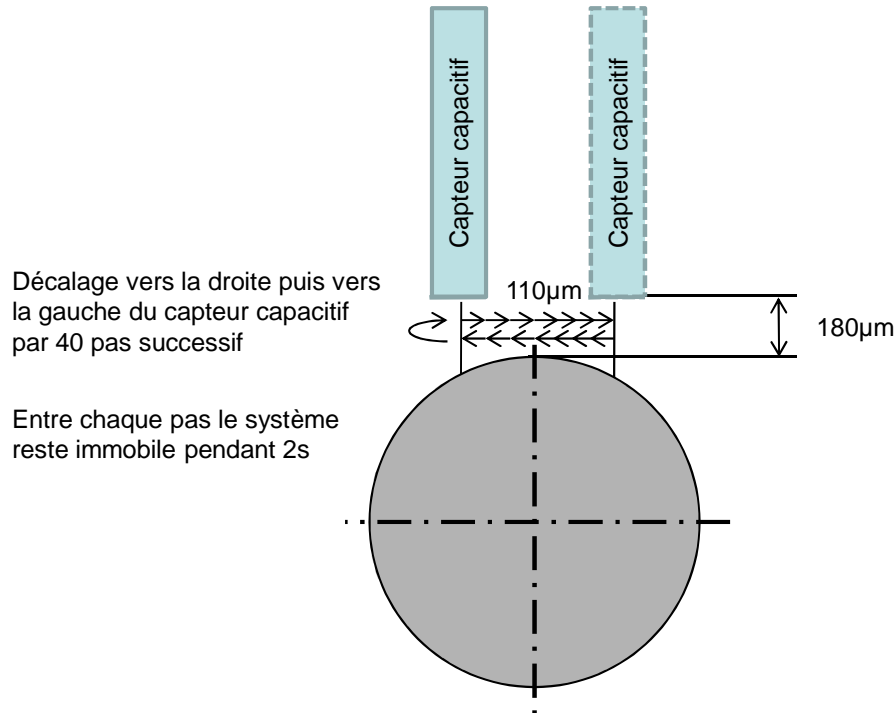


Figure 88: procédure de mesure de l'effet du déport

Le banc de test développé permet de valider la simulation de l'effet du déport. Dans un premier temps, le capteur capacitif est translaté perpendiculairement à la direction matérialisée par son axe, sur une course totale de 110 µm par pas successifs. Dans un second temps, le capteur capacitif est déplacé dans la direction opposée suivant un mouvement similaire. Les autres conditions expérimentales sont identiques à celles de la procédure d'étalonnage.

Les indications délivrées par le capteur capacitif ont besoin d'être corrigées. En effet, le capteur capacitif mesure la somme du défaut de translation de la table à lame flexible - en projection sur l'axe **u** - et l'effet du déport. L'allure de la trajectoire de l'anneau porte capteur en projection sur l'axe **u** est précisée sur la Figure 89.

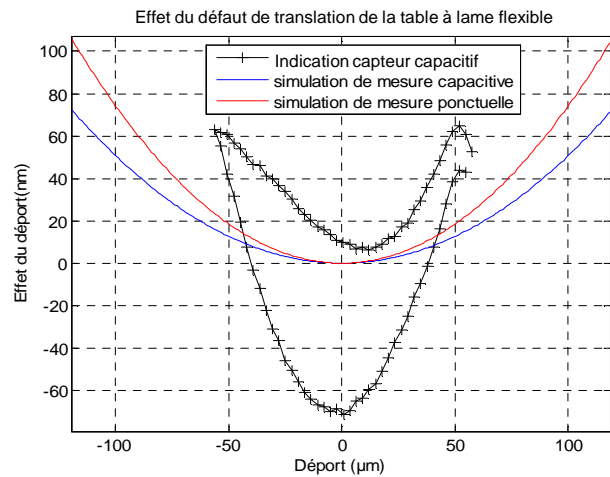
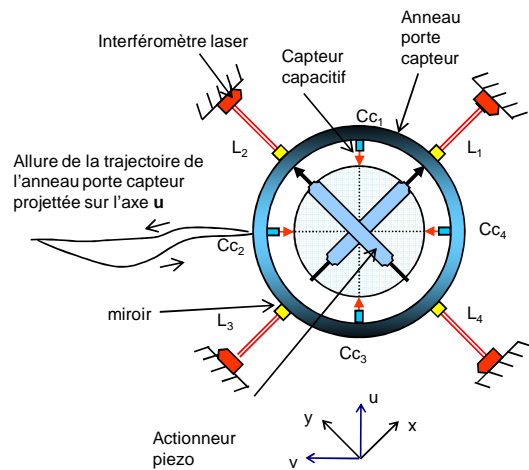


Figure 89: mesure du déport

Le défaut de rectitude de la translation de la table, dont l'amplitude est de l'ordre de 80 nm, « masque » l'effet du déport.

Les interféromètres permettent de mesurer le déplacement de l'anneau porte capteur dans le plan XY. Cela permet de corriger le défaut de translation de la table à lame flexible.

La Figure 90 met en évidence l'effet du déport une fois l'indication du capteur capacitif corrigée. Il est à noter qu'un défaut d'inclinaison des miroirs peut créer une composante linéaire qui s'ajoute à l'effet du déport. Par conséquent, cette composante a été retranchée à la mesure capacitive.

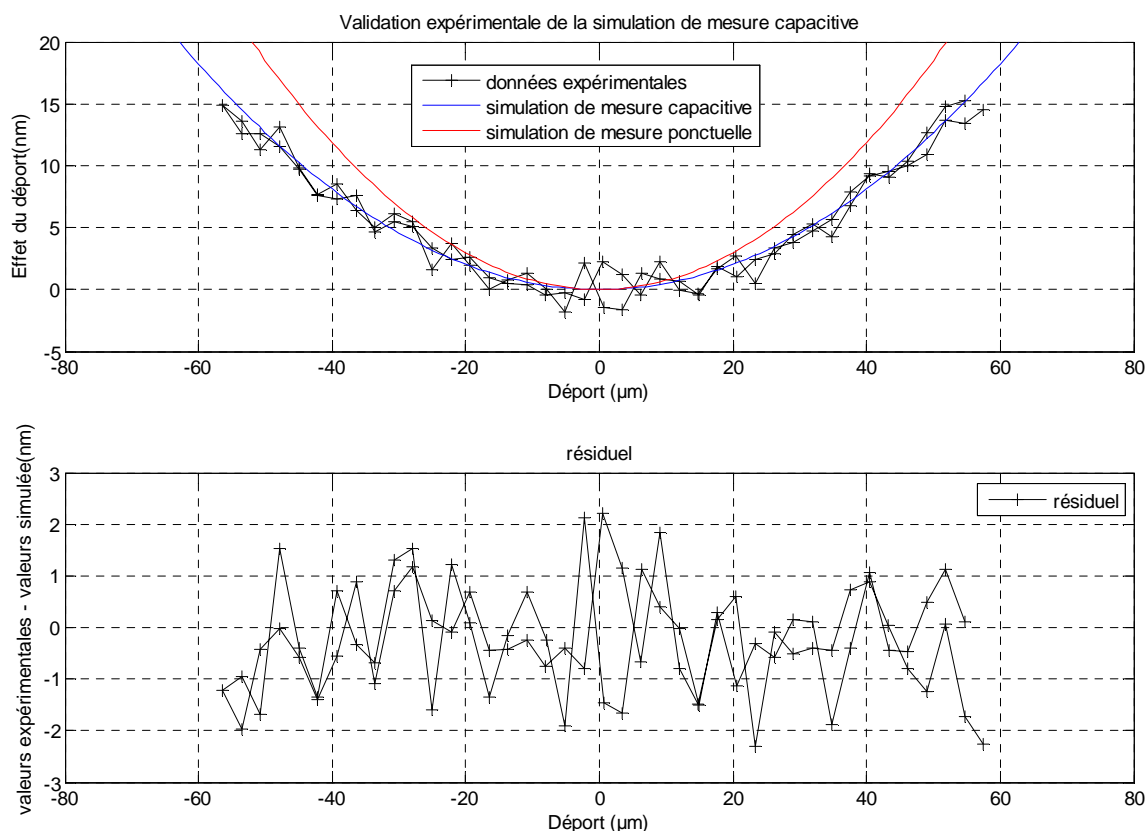


Figure 90: mesure de l'effet du dépôt et modèle associé

On note une bonne corrélation entre le modèle analytique (courbe en bleu) et les données expérimentales (courbe en noire). La différence entre les deux est tracée sur le deuxième graphe. On constate que l'amplitude du résiduel est inférieure à  $\pm 2$  nm. Cela montre que le modèle adopté rend compte de la réalité de manière très satisfaisante.

Comparativement au capteur ponctuel, le capteur capacitif « sous-estime » l'effet du dépôt. Cette observation peut être expliquée par le phénomène de filtrage inhérent à la mesure capacitive et simulé au paragraphe 1.1.3.

### 3.4. Bilan concernant les résultats obtenus et préconisation de conception

Le banc de test préliminaire a permis de valider expérimentalement l'implantation des capteurs capacitifs. Plus particulièrement, le montage a permis d'étudier l'étalonnage in situ des capteurs capacitifs. Le défaut de linéarité d'un capteur capacitif a été approché par un polynôme d'ordre 3. L'amplitude du résiduel a été mesurée inférieure à  $\pm 2$  nm sur  $80 \mu\text{m}$  de course pour un aller-retour. Le polynôme d'ordre 3 - qui constitue le résultat de l'étalonnage - permettra de corriger les futures indications fournies par le capteur capacitif.



Un modèle qui permet de prédire l'effet du déport a été développé puis validé expérimentalement. Pour un déport total de  $110\mu\text{m}$ , la différence entre le modèle et les valeurs expérimentales est inférieure à  $\pm 2\text{nm}$ .

Sur notre banc de test les interféromètres laser ont été fixés directement sur la structure porteuse. Sous l'effet de variations de température ou d'efforts variables, la structure porteuse est susceptible de se déformer au cours de la mesure. Cette disposition peut par conséquent être à l'origine d'erreurs de mesure pour les interféromètres laser. Sur l'équipement final, nous avons donc choisi d'isoler les interféromètres de la structure porteuse selon les dispositions qui seront décrites au chapitre 5.

## 4. Conclusion

L'architecture déterminée au chapitre 2 prévoit l'utilisation de 8 capteurs de mesure de déplacement pour instrumenter la liaison métrologique. Ce choix pose le problème de la mise en œuvre des capteurs.

L'emploi de capteurs capacitifs s'avère être la solution la plus adaptée. Une mise en œuvre sans précaution particulière ne permettrait pourtant pas d'atteindre les performances envisagées dans le cadre de ce travail de thèse. Pour réduire l'incertitude liée à la mesure capacitive, nous avons donc cherché à réduire les sources d'erreurs systématiques et aléatoires :

- Un étalonnage in-situ permet d'éliminer la composante systématique de l'erreur de mesure.
- Un filtrage adapté ainsi que la vérification de la non sensibilité aux défauts de position du capteur permettent de s'affranchir de l'erreur aléatoire.

Les capteurs capacitifs font partie de la chaîne métrologique du nouvel équipement. Par conséquent, il est nécessaire - avant même de concevoir la machine complète - de s'assurer de l'exactitude de la mesure capacitive. Pour cette raison un banc de test a été conçu et réalisé. Ce banc a permis de reproduire et de valider les procédures d'étalonnage et d'utilisation des capteurs capacitifs qui seront mises en œuvre sur l'équipement final.

La modélisation de l'effet du déport a été validée expérimentalement. Cela permet de confirmer la possibilité de négliger l'éventuel déport dans le cas de la liaison métrologique qui met en œuvre une cible cylindrique de diamètre 600 mm.

# Chapitre 5

## Conception et réalisation de la machine à mesurer la cylindricité de référence

Nous avons, au cours des chapitres précédents, présenté et justifié les choix d'architecture de la machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude. Une partie de ces choix a par ailleurs été validée sur un banc de test préliminaire présenté au chapitre précédent.

Nous présentons dans ce chapitre la conception détaillée de la machine de mesure qui se fonde sur la définition de l'architecture générale. La conception détaillée intègre les problématiques de fabrication, de montage et de réglage.

La première partie du chapitre présente l'architecture générale de la machine. Les points délicats et originaux de la conception sont ensuite détaillés. La conception du plateau dégauchisseur centreur et du plateau décaleur est décrite car ces deux sous-ensembles sont critiques pour la machine. L'isolation thermique et vibratoire ainsi que la mise en œuvre d'un découplage des déformations sont présentées. La conception détaillée de tous les sous-ensembles de la machine est présentée et les choix sont justifiés. Enfin, des précisions sont apportées quant au montage et au réglage de l'équipement.

### 1. Description de l'architecture

L'objectif de cette première partie est de présenter l'architecture générale de la machine. Elle permet de positionner les différents composants au sein de l'équipement complet. Chaque point succinctement abordé est ensuite traité en détail dans la suite du chapitre. La Figure 91 est un schéma de principe. Elle ne présente pas tous les détails de réalisation. Ce schéma synthétise la mise en œuvre du principe DMT du chapitre 2 et le principe de mesure de forme présenté au chapitre 3.

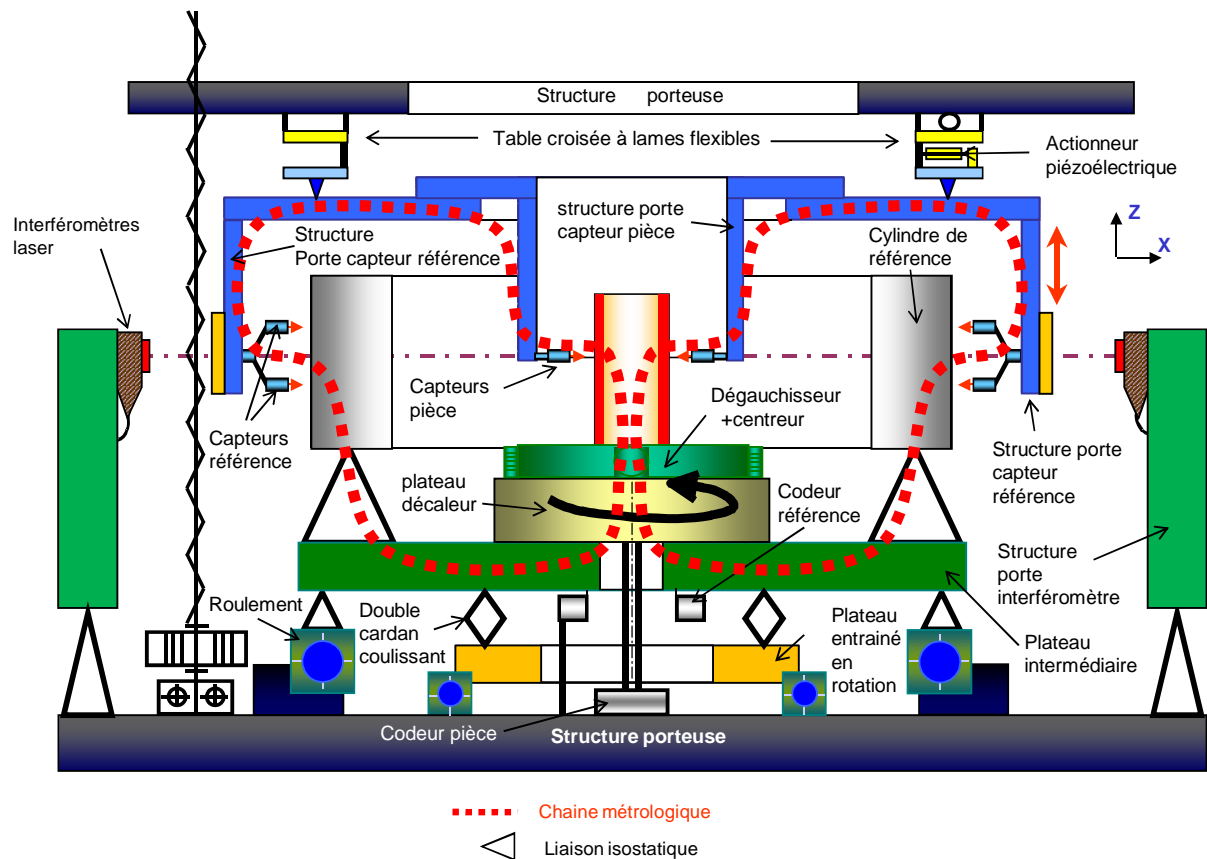


Figure 91: Architecture de la machine de mesure géométrique de très haute exactitude

### 1.1. Balayage de la pièce et du cylindre de référence

Le balayage conjoint de la pièce et du cylindre de référence est assuré par la mise en œuvre de deux guidages :

- Le pivotement principal est réalisé sur un roulement de grande dimension. Le plateau intermédiaire est lié à la partie tournante du roulement par une liaison complète isostatique semblable à celle qui lie le cylindre de référence à ce plateau. On détaillera plus loin le principe de cette liaison. L'entraînement en rotation est un système indépendant qui entraîne le plateau par une liaison qui réalise une fonction double cardan coulissant. De cette façon, le plateau porte pièce par lequel passe la chaîne métrologique, représentée en pointillé rouge sur la figure 1, ne subit aucune contrainte du fait de sa mise en rotation.
- La structure porte capteur référence et la structure porte capteur pièce sont dotés d'un mouvement de translation verticale réalisé par trois tables à vis à billes motorisées ; le couplage des 3 mouvements est réalisé via la commande numérique de la machine : une SIEMENS 840D. Il est également possible d'obtenir grâce à la commande numérique une légère inclinaison des portes capteur, utile dans l'étalonnage des capteurs capacitifs. Cette inclinaison s'effectuera autour d'un centre contenu dans le plan des capteurs.

## **1.2.Dégauchissage, centrage et décalage de la pièce**

Sur ce plateau intermédiaire est installé un « décaleur » qui permet de modifier la position de la pièce à mesurer par rapport à la référence géométrique. Cette fonction décalage est nécessaire pour la mise en œuvre des méthodes d'élimination d'erreurs. Ce « décaleur » est conçu pour respecter convenablement la position de l'axe de la pièce par rapport à celui du plateau et de la référence.

Sur la partie supérieure du décaleur est installé un dégauchisseur/centreur qui porte la pièce à mesurer ; il permet d'aligner à quelques micromètres près l'axe de la pièce avec l'axe de pivotement tout en garantissant une stabilité parfaite de la pièce lors de la mesure. Le réglage de ce dégauchisseur est automatisé, mais aucun moteur n'y est embarqué.

## **1.3.Etalonnage in-situ des capteurs pièce et référence**

Une table croisée à lames flexibles permettra de translater, dans deux directions perpendiculaires, l'ensemble des capteurs en vue de leur étalonnage. Ces mouvements serviront aussi à assurer le bon positionnement des capteurs pièce sur les objets de petits diamètres. Il s'agit de supprimer le déport initial du capteur.

La liaison isostatique qui permet de fixer la structure porte capteur référence à la table croisée garantit l'absence de déformation de la structure porte capteur..

La structure porte capteurs de référence est équipée de 4 miroirs plans destinés à servir de cible aux 4 interféromètres à laser implantés sur un bâti indépendant et indéformable. Les interféromètres laser servent d'étalon de mesure de déplacement lors de l'exécution de la procédure d'étalonnage des capteurs décrite au chapitre 4.

## **1.4.Mise en œuvre du capteur pièce**

Le choix des capteurs en rapport avec la pièce est beaucoup moins libre que pour les capteurs en rapport avec les éléments faisant partie de la machine (référence et pièce de qualification)

- le diamètre des pièces peut être petit (quelques millimètres) donnant alors une importance au risque de déport par rapport à l'axe.
- la mesure de petits alésages limite l'encombrement disponible pour les éléments terminaux des palpeurs.

Le choix a été fait de permettre l'utilisation de n'importe quel capteur disponible ou non actuellement. Dans ce but, les capteurs pièce seront implantés sur une structure porte capteurs indépendante de la machine, facile à implanter et disposant éventuellement d'une station de réglage extérieure.

## **2. Définition du cahier des charges de conception**

### **2.1. Conception de tous les sous ensembles de la machine**

Pour faciliter la conception détaillée de la machine, celle-ci a été divisée en onze sous-ensembles définis au paragraphe 3.1. Chaque sous ensemble présente une fonction principale à assurer, ainsi que des fonctions secondaires qui doivent être prises en compte lors de la conception détaillée. Le paragraphe 3 sera consacré à la présentation de la conception détaillée des différents sous-ensembles.

### **2.2. Fixation de la référence**

La référence de forme cylindrique présente dans la machine doit posséder une stabilité de forme parfaite. Cette stabilité doit être garantie malgré les variations de la température et les efforts extérieurs.

La référence doit aussi pouvoir être dégauchie et centrée par rapport à l'axe de rotation de la machine. Ce réglage doit être réalisé le plus finement possible afin de réduire l'incertitude de mesure. En effet,

- Grace à ce centrage fin, les capteurs de mesure de la référence seront utilisés sur une course faible. Ceci aura pour effet de diminuer l'incertitude de mesure liée à leur erreur de linéarité.
- Le déport causé par l'excentration de la pièce sera réduit. Cela permettra, comme dans le cas du centrage de la pièce, de limiter l'incertitude sur la position du point mesuré.
- Dans le cas de la référence nous avons choisi de ne pas appliquer la correction du déport. Comme cela a été présenté au précédent chapitre, un déport de  $20\mu\text{m}$ , dans le cas d'une cible cylindrique de diamètre 600 mm, provoque une variation de la mesure de 0.6nm.

Le bridage de la référence à la fin de la procédure de réglage ne devra pas perturber le réglage effectué.

### **2.3. Liaison de l'équipement avec le sol**

Le schéma de la Figure 92 présente l'intérêt d'effectuer un filtrage des vibrations en provenance du sol.

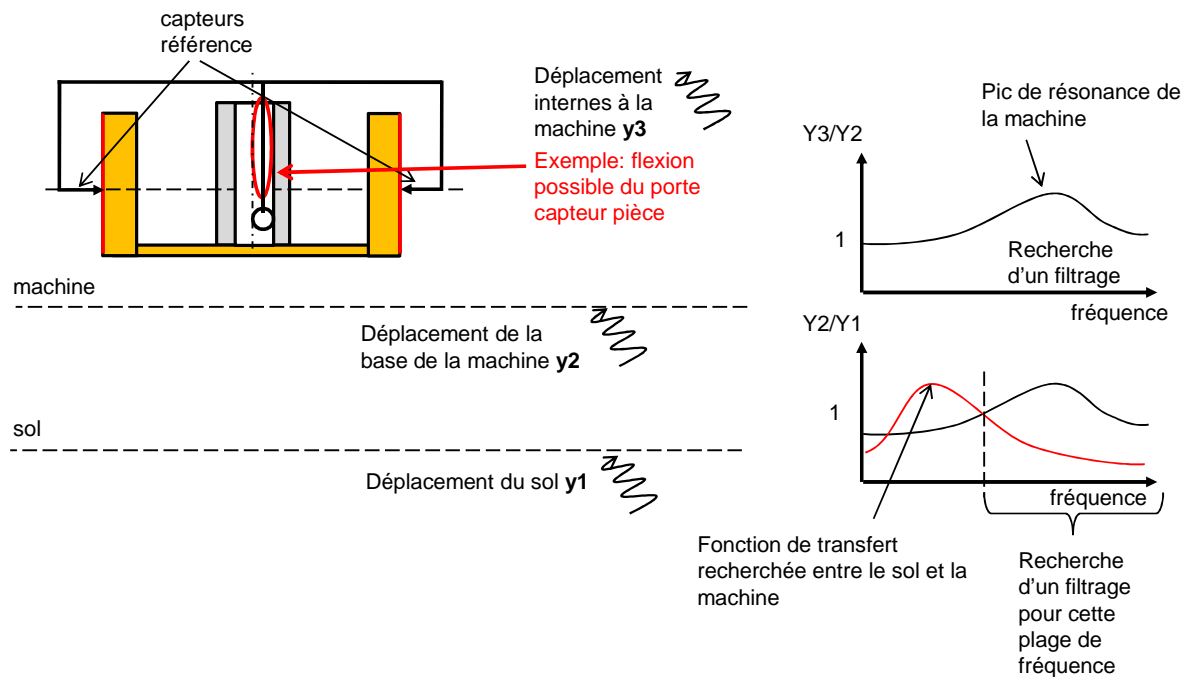


Figure 92: mise en évidence de l'intérêt d'un filtrage des vibrations en provenance du sol

Certains éléments de la structure métrologique peuvent se déformer. La Figure 92 présente l'exemple d'une déformation du support du palpeur pièce. Cette possibilité est à envisager car pour pouvoir mesurer l'intérieur de cylindres creux, il est nécessaire d'utiliser un porte capteur vertical dont la section sera limitée par le diamètre intérieur du cylindre à mesurer.

Il existe une fonction de transfert entre un déplacement - noté  $y_2$  - de l'ensemble de la structure métrologique et un déplacement - noté  $y_3$  - interne à la structure métrologique. Cette fonction de transfert présente en particulier des pics de résonance.

De façon similaire, il existe une fonction de transfert propre à la liaison au sol de la machine. Cette fonction de transfert relie les déplacements du sol - noté  $y_1$  - aux déplacements de l'ensemble de la structure métrologique noté  $y_2$ .

Pour éviter les déformations de la structure métrologique on cherche à ce que les mouvements du sol n'excitent pas les fréquences propres de la structure métrologique. Pour cela la liaison au sol de la machine doit assurer un filtrage des vibrations en provenance du sol. Comme le montre l'allure de la fonction de transfert de la liaison au sol, on cherchera à ce que l'atténuation des vibrations soit importante pour une plage de fréquence voisine des fréquences propres de la structure métrologique. Cela permettra d'éviter que les vibrations du sol excitent la structure métrologique.

## 2.4.Problématique thermique

Les variations de température peuvent être, par le biais des dilatations, à l'origine de déformations de la chaîne métrologique. Il est nécessaire d'identifier les sources de variation de température et de définir les moyens d'en limiter les effets.

### 3. Conception technologique de la machine de mesure de cylindricité de très haute exactitude.

#### 3.1. Vue d'ensemble de la machine

Le schéma de la Figure 93 permet de localiser les sous-ensembles.

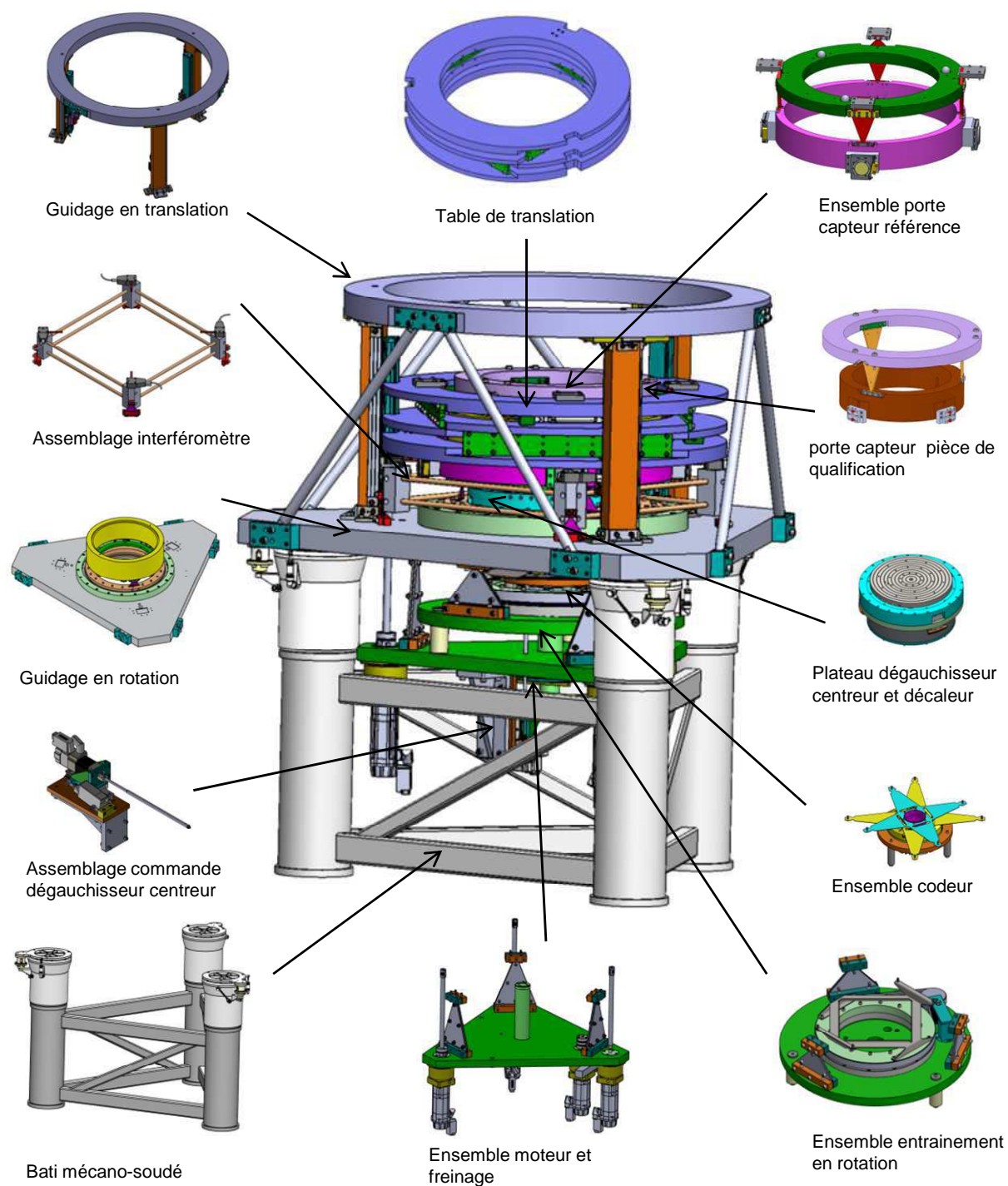


Figure 93: sous ensemble de l'équipement de mesure de cylindricité

### 3.2. Système de découplage des déformations

La solution mise en œuvre pour réaliser un découplage des déformations n'est pas à proprement parler un sous ensemble de la machine. Il s'agit plutôt d'une solution technologique permettant de réaliser une liaison rigide et isostatique entre deux solides. Cette solution a été très souvent mise en œuvre dans la machine. Pour cette raison nous la décrivons avant de présenter la conception détaillée de tous les sous-ensembles.

Toute déformation d'un élément de la chaîne métrologique se traduit par une erreur de mesure. Par conséquent, il est fondamental de définir les solutions qui assurent l'indéformabilité des solides de la chaîne métrologique.

La chaîne structurelle, définie au chapitre 2, se déforme sous l'effet des variations d'efforts internes ou sous l'effet de variations de température. Par exemple, la circulation des billes au cœur des roulements peut créer une déformation des bagues. De même, la table à lame flexible - qui sera présentée par la suite - peut être déformée lors de l'allongement des actionneurs piézo-électriques. Si les composants de la chaîne métrologique sont fixés sans précaution aux éléments de la chaîne structurelle, les déformations de la chaîne structurelle seront communiquées à la chaîne métrologique.

Pour éviter cela, une solution a été développée par Leleu dans [Leleu, 2000]. Il s'agit de mettre en œuvre des liaisons isostatiques et rigides entre la chaîne porteuse et la chaîne métrologique. Ces liaisons sont réalisées à l'aide de trois lames flexibles orientées à  $120^\circ$ . Le schéma de la Figure 94 présente l'équivalence entre une liaison annulaire et les lames flexibles mises en œuvre.

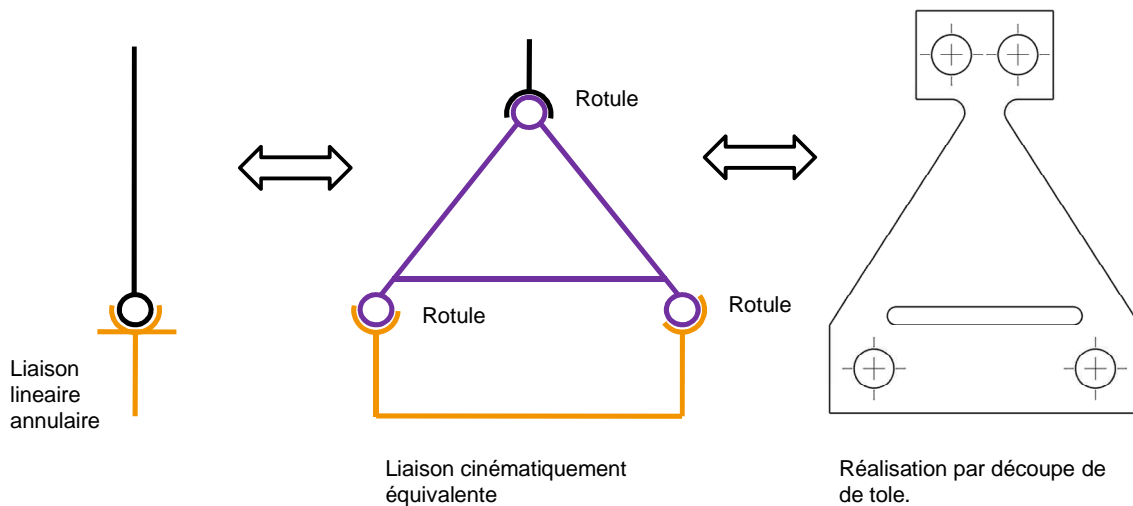


Figure 94: réalisation de liaison linéaire annulaire par une lame flexible

L'utilisation de trois lames flexibles à  $120^\circ$  correspond, d'un point de vue cinématique, à une liaison isostatique constituée de trois liaisons linéaires annulaires à axes concourants. L'équivalence entre ces deux liaisons est présentée sur la Figure 95.



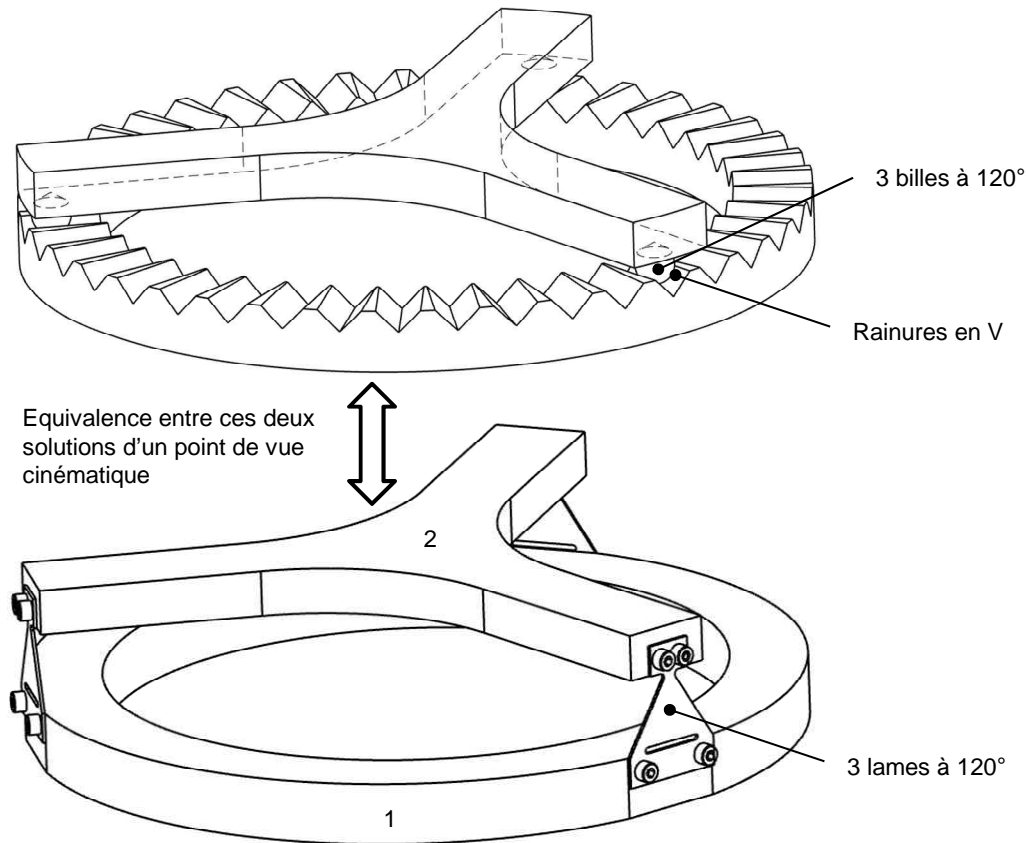


Figure 95: liaison isostatique et complète à 3 lames.

La liaison étant isostatique, la déformation de l'anneau (1) ne conduira pas à une déformation de l'étoile (2). La liaison réalisée par lames flexibles présente l'intérêt de réaliser une liaison rigide complète tout en découplant les déformations des solides liés. Ce dispositif de fixation sera répété autant de fois que nécessaire dans l'équipement afin d'éviter toutes déformations des éléments constitutifs de la structure métrologique.

### 3.3.Guidage en rotation

L'objectif du guidage en rotation est d'assurer la rotation de la pièce à mesurer et de la référence. Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale.

- Le mouvement de rotation doit être de bonne qualité. D'une part cela permettra d'utiliser les capteurs pièce et référence sur une course limitée et réduira ainsi les incertitudes. D'autre part, cela permettra de limiter les variations des valeurs de déport liées à la rotation.

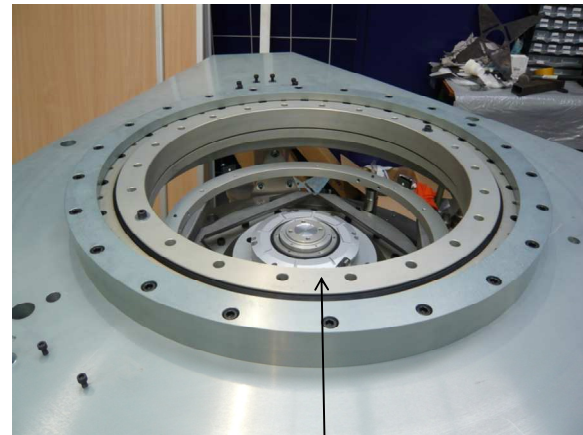
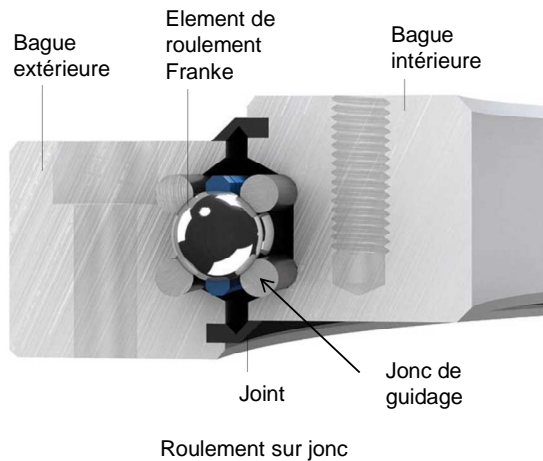
Les arguments qui viennent d'être donnés ne remettent pas en cause la « philosophie de conception » détaillée au chapitre 2 d'une machine à structure métrologique dissociée. Il s'agit ici plutôt de souligner que l'incertitude associée à l'utilisation des capteurs peut être mieux maîtrisée dans le cas d'un mouvement de rotation de bonne qualité (idéalement de l'ordre de quelques micromètres).

- Le guidage doit posséder une ouverture en son centre. Cette ouverture permettra le passage de l'axe de frein du plateau décaleur et le passage de l'axe des codeurs pièce et référence. Afin de réduire le plus possible l'effet du défaut de voile du guidage en rotation nous avons cherché à placer la pièce à mesurer ainsi que la référence au plus près du guidage. Cette disposition permet d'éviter l'amplification du défaut de mouvement par effet de bras de levier. Pour cette raison, il est important que le plateau dégauchisseur centreur puisse être placé en dessous du guidage en rotation. Etant donné l'encombrement du plateau dégauchisseur centreur, l'ouverture au centre du guidage devra être d'un diamètre de l'ordre de 500mm.
- La solution adoptée doit présenter une grande rigidité

Pour répondre aux objectifs posés nous avons choisi d'utiliser un roulement à bille de grande dimension. Cette solution répond bien à notre cahier des charges pour le guidage en rotation :

- Les roulements à billes permettent de réaliser des mouvements dont l'amplitude du défaut est limitée à quelques micromètres.
- Les roulements à billes possèdent une grande rigidité. En particulier, ils sont peu sensibles aux vibrations ce qui n'est pas le cas des broches à air
- Il existe une large gamme de dimension. Il est donc possible d'acheter des roulements à billes qui possèdent une ouverture centrale de grande dimension
- Aucune alimentation n'est nécessaire (air comprimé, fluide)
- La maintenance est peu contraignante : seul un graissage est à prévoir
- Le prix est relativement réduit par rapport aux guidages de très hautes exactitudes telles que les broches à air.

Nous avons choisi un roulement sur jonc de diamètre intérieur 530mm. Cette technologie mérite d'être détaillée car outre son originalité, elle présente de nombreux avantages pour notre application. Nous présentons dans la Figure 96 à gauche une vue en coupe d'un roulement sur jonc. Contrairement à un roulement classique, les chemins de roulement ne sont pas usinés directement dans les bagues de roulement. Les chemins de roulement sont réalisés à partir de « joncs » rapportés dans des gorges usinées. Cette disposition présente plusieurs avantages. Outre la grande rigidité, l'avantage majeur réside dans la qualité de la rotation que ce type de roulement génère. Le défaut de battement axial et radial reste, dans le cas d'un montage soigné, - qui sera décrit dans la suite du paragraphe - de l'ordre de quelques micromètres. Ceci répond parfaitement à notre besoin. Le prix de ce type de roulement est aussi relativement modeste, même dans le cas de roulements de grandes dimensions.



*Figure 96: Roulement sur jonc [Franke, 2009]*

Pour exploiter au mieux la qualité de ce roulement, nous avons conçu et réalisé un montage particulier pour notre machine. Le défaut du mouvement de rotation produit par un roulement à bille provient des défauts de forme des différents éléments qui le constituent comme par exemple les défauts de forme des billes et des chemins de roulement ainsi que les différences de diamètres entre les billes. Tous les roulements possèdent ce genre de défauts liés aux procédés de fabrication.

Les défauts de forme des chemins de roulement peuvent être amplifiés lors du bridage du roulement sur la machine. Cela peut détériorer de façon significative la qualité de la rotation produite. Plusieurs cas peuvent se produire :

- la surface sur laquelle s'appuie le roulement ne possède pas une très bonne planéité. Dans ce cas le roulement va se déformer lors du bridage pour prendre la forme de la surface support.
- Le bridage ponctuel à l'aide de vis va générer des contraintes locales sur les bagues du roulement ce qui aura pour effet de les déformer.

Bien souvent les déformations sont causées par un cumul de ces deux facteurs.

Pour éviter les déformations propres à son bridage, un usinage soigné de la surface de posage et du logement du roulement a été réalisé sur un tour vertical. La Figure 97 montre le montage du plateau principal de la machine qui sert de support au roulement.

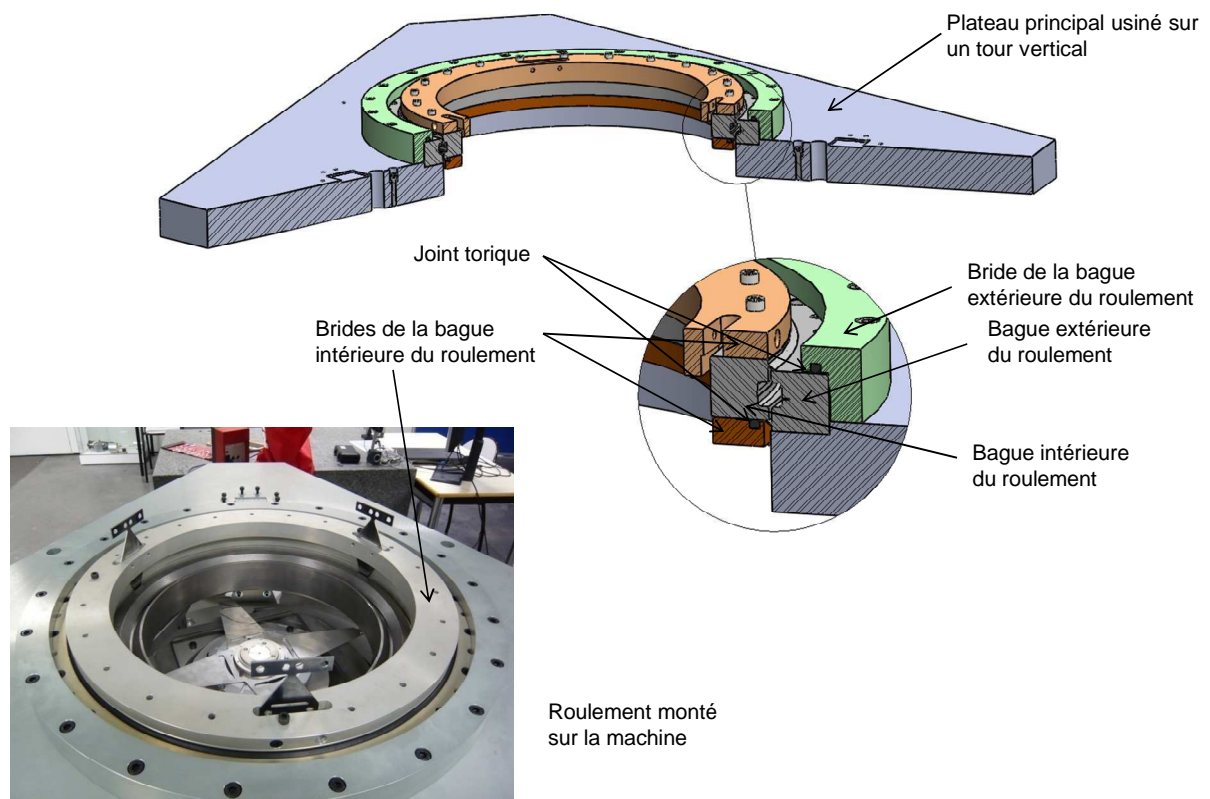


*Figure 97: mise en place du plateau principal usiné en tournage*

Le constructeur prévoit initialement une fixation du roulement par l'intermédiaire de 22 vis qui traversent les bagues intérieures et extérieures. Ce type de bridage localisé déforme nécessairement le roulement.

Pour éviter cela le choix a été fait de brider le roulement par des anneaux de bridage qui viennent s'appuyer sur le roulement par l'intermédiaire de joints toriques en polymère. La Figure 98 décrit la conception réalisée. La contrainte exercée par le joint torique sur la surface du roulement dépend de son écrasement. La hauteur d'écrasement du joint torique est fixée par la géométrie des différents anneaux et des bagues de bridage. Fonctionnellement on cherche simplement à assurer l'adhérence entre le roulement et la surface de posage.

La bague intérieure est serrée entre deux brides dont l'une d'elles est munie également d'un joint torique. Le serrage des vis de maintien de la bride intérieure est réalisé de telle sorte - qu'après serrage- la bride munie du joint torique affleure juste la surface du roulement. De cette façon, on s'assure de la répartition uniforme du serrage sur toute la circonférence du roulement est sans déformations localisées.

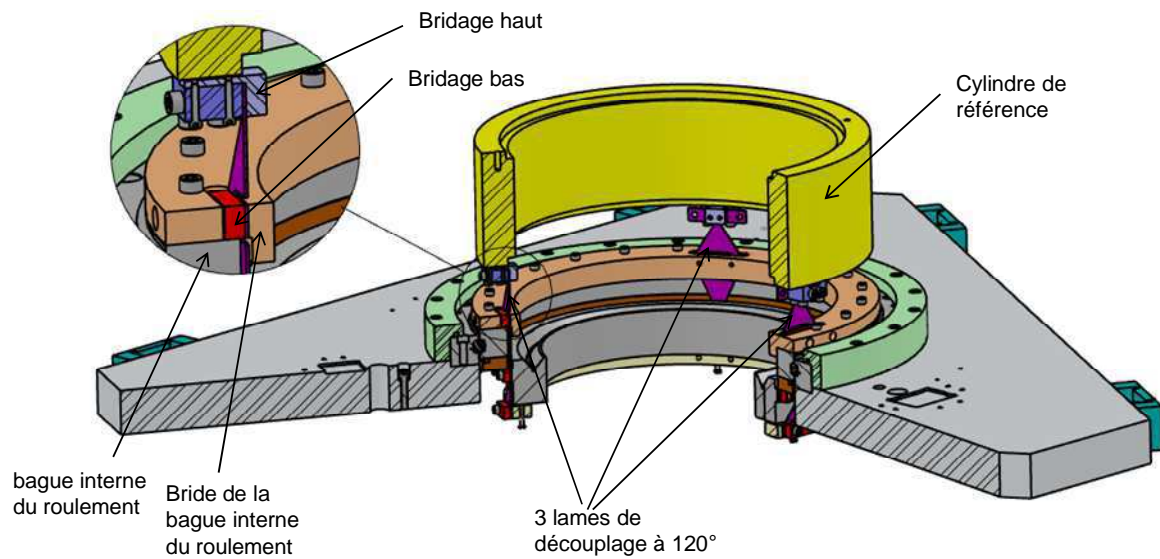


*Figure 98: conception du montage de roulement*

### **3.4.Maintien en position du cylindre de référence.**

Le premier cas d'application de la liaison de découplage concerne la fixation du cylindre de référence. On cherche dans le cas du cylindre de référence à assurer la stabilité de l'écart de cylindricité.

Le schéma de la Figure 99 présente la fixation du cylindre de référence. Ce dernier est fixé à la bride de la bague intérieure du roulement par l'intermédiaire de trois lames orientées à  $120^\circ$ . La liaison isostatique ainsi formée permet d'assurer que les déformations de la bride de la bague interne n'entraînent pas de déformations de la référence. La Figure 100 présente la réalisation de la fixation du cylindre de référence.



*Figure 99: fixation du cylindre de référence*



*Figure 100: réalisation de la fixation de la référence*

### 3.5. Entraînement en rotation

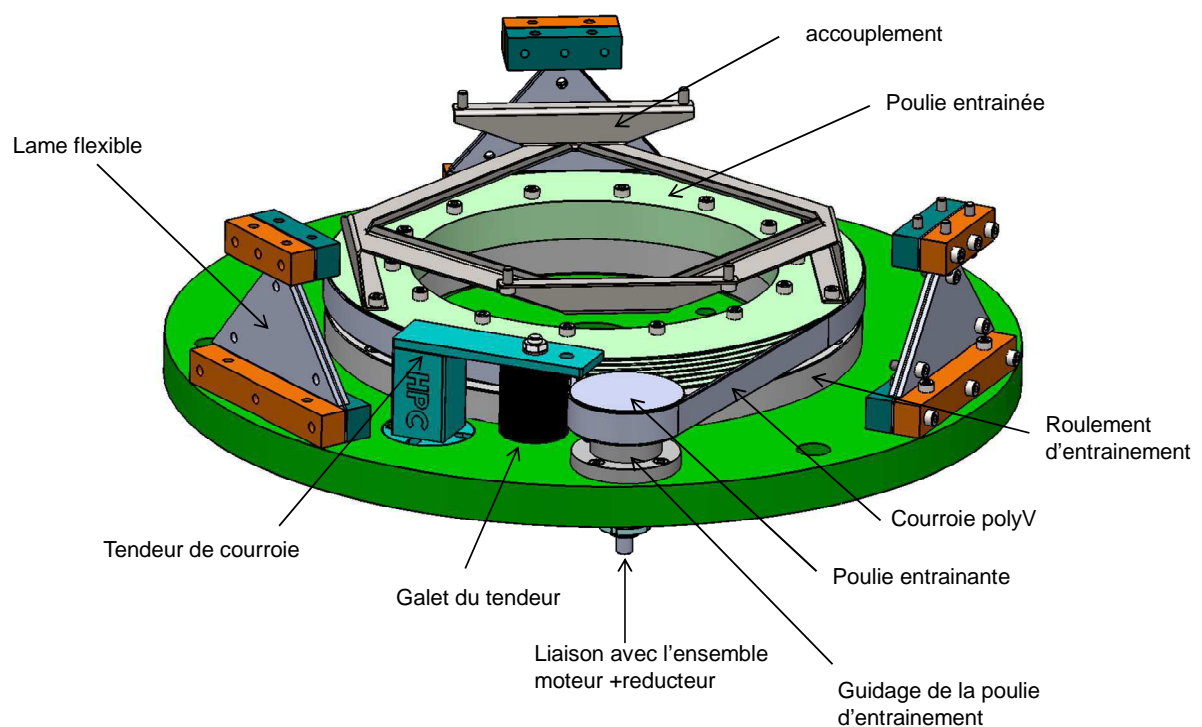
L'objectif de ce module est d'assurer l'entraînement en rotation de la bague intérieure du roulement de guidage. Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale.

- L'entraînement en rotation doit posséder une ouverture centrale afin d'autoriser le passage de l'axe du frein et des codeurs.
- L'entraînement en rotation ne doit pas dégrader la qualité du mouvement de rotation.
- L'entraînement en rotation ne doit pas générer de chocs qui pourraient générer des vibrations dans la machine.

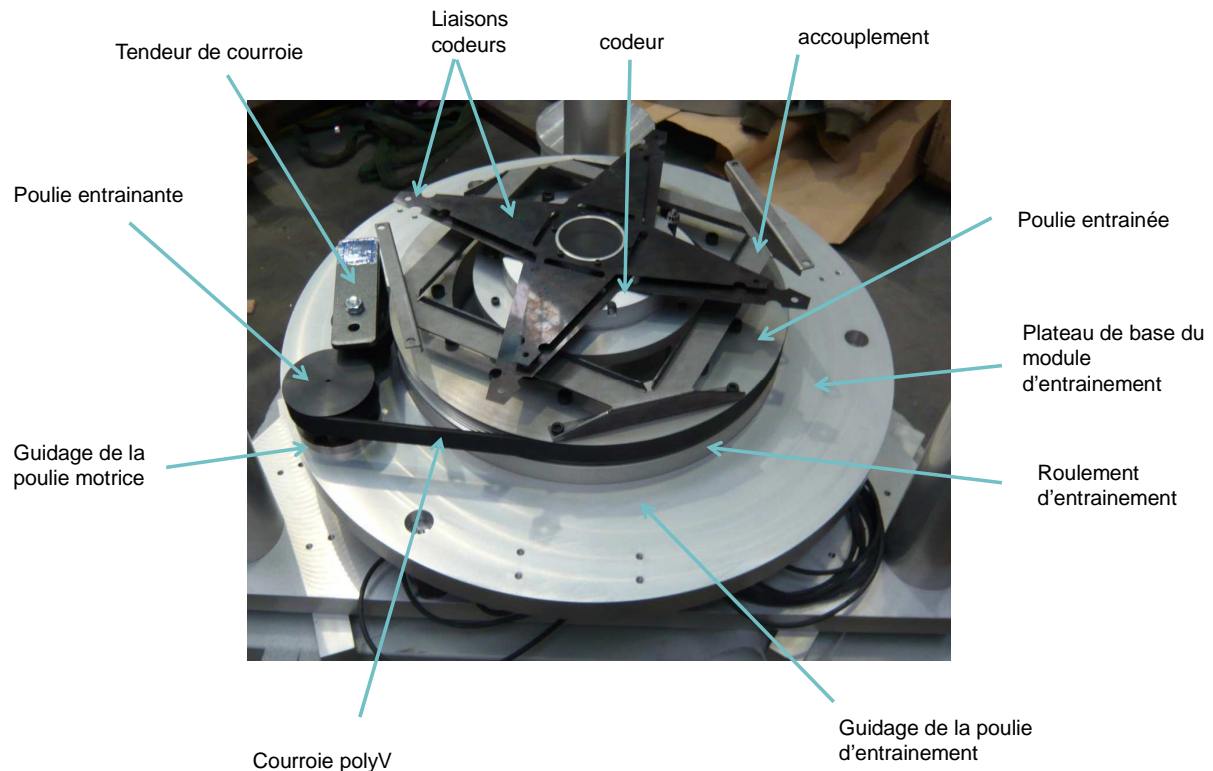


- On cherche à réduire autant que possible la chaleur produite par l'entraînement en rotation.
- Étant donné que les rotations de la pièce et de la référence sont mesurées par deux codeurs indépendants, il n'est pas nécessaire d'assurer une synchronisation entre la rotation du moteur et la rotation de la bague intérieure du roulement. En d'autres termes, on autorise la présence de glissement entre le moteur et le roulement.

La Figure 101 présente le module d'entraînement en rotation. La conception de ce module permet de répondre aux objectifs posés. La Figure 102 présente la réalisation du module d'entraînement. Au centre de la photographie apparaît le module codeur.



*Figure 101: module d'entraînement en rotation*



*Figure 102: réalisation des modules codeur et entraînement*

La première contrainte concernant le module d'entraînement était d'autoriser le passage de l'axe du frein et des codeurs. Pour cette raison, il était impossible de placer le moteur d'entraînement dans l'axe du roulement de guidage. Nous avons alors choisi d'excentrer le moteur et de lui adjoindre une transmission. Plusieurs solutions existent pour réaliser la fonction de transmission.

Les technologies de transmission synchrones telles que les engrenages, les courroies crantées ou les transmissions par chaînes ont été évitées afin de ne pas introduire de sources de vibrations dans la machine. Divers phénomènes, tel que l'effet polygonal des courroies crantées ou des chaînes sont en effet à l'origine d'irrégularités cinématiques qui sont des sources de vibrations.

Une solution de type courroie polyV a été choisie. Cette solution répond aux contraintes fixées pour le module d'entraînement. La courroie polyV permet en effet une transmission sans chocs. Contrairement à un système de transmission roue et vis sans fin par exemple, la transmission par courroie polyV ne génère pas beaucoup de chaleur. Enfin le synchronisme entre le moteur et la bague intérieure du roulement n'étant pas nécessaire, l'inconvénient du glissement dans une transmission par courroie polyV n'est pas rédhibitoire. Il est malgré tout important que la transmission ne présente pas trop de glissement car cela rendrait l'asservissement de l'axe de rotation délicat.

La courroie polyV est montée entre deux poulies. Sa tension est assurée par un galet tendeur. La poulie d'entraînement est guidée par deux roulements à contacts obliques. Elle est entraînée par un moteur brushless équipé d'un réducteur placé à l'étage inférieur de la machine. La sortie du réducteur est reliée à la poulie par un accouplement flexible afin



d'autoriser un certain désaxage. La deuxième poulie est guidée par un roulement sur jonc de grande dimension. Cette disposition permet un dégagement central important.

La deuxième contrainte était de ne pas dégrader la qualité du mouvement produit par le roulement de guidage précédemment décrit. Pour cela nous avons mis en œuvre un découplage entre la sortie du module d'entraînement, la poulie entraînée et la bague intérieure du roulement de guidage. L'accouplement mis en œuvre permet de transmettre uniquement le couple de rotation. Son fonctionnement est décrit dans la suite du paragraphe. De cette façon le roulement de guidage ne sera pas déformé et ainsi la qualité de la rotation ne sera pas dégradée.

Le découplage présenté sur la Figure 103 est simplement réalisé en tôle pliée. Contrairement aux découplages classiques du commerce à lamelles flexibles ou à soufflets, sa conception laisse un large dégagement central ce qui permet le passage des axes du frein et des codeurs.

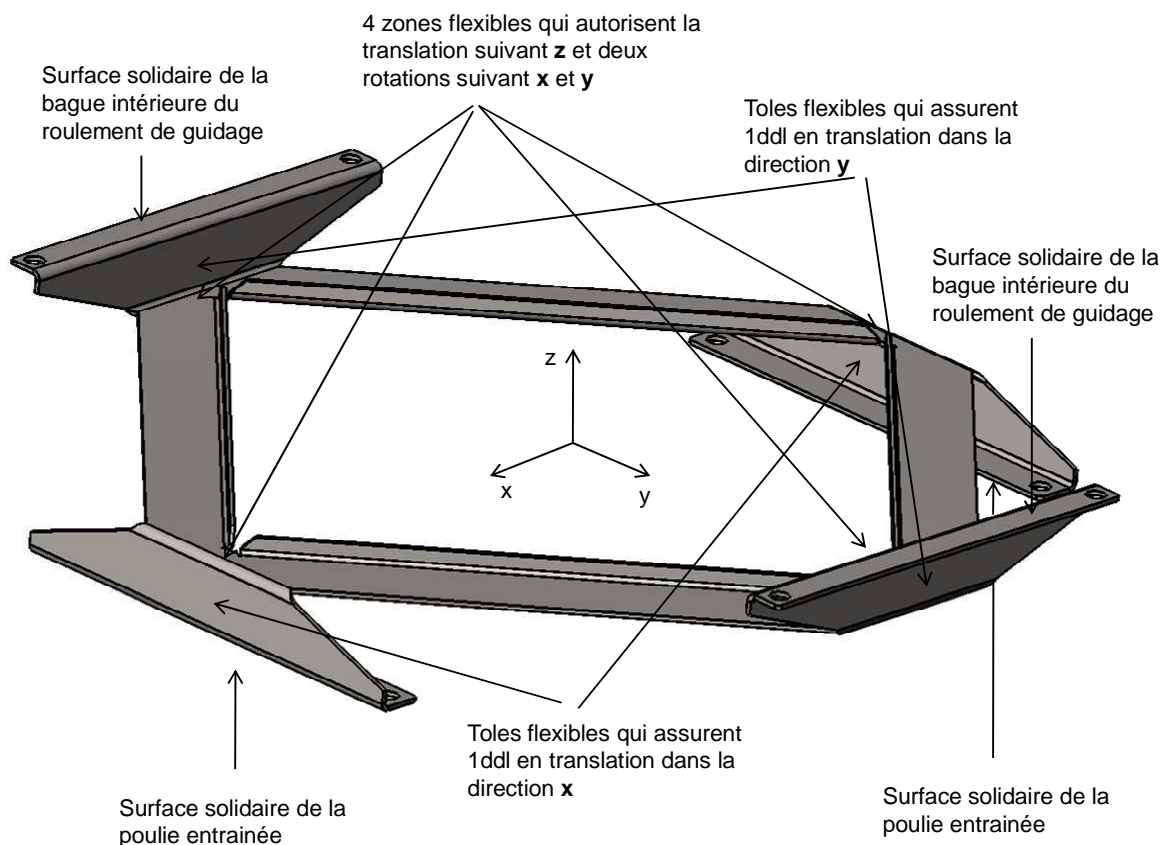


Figure 103: découplage conçu pour l'entraînement en rotation

On peut remarquer sur la Figure 103 l'utilisation de 3 lames flexibles orientées à  $120^\circ$ . Ces lames permettent d'assurer la fixation du module d'entraînement sous le plateau principal de la machine de mesure de cylindricité. Ce type de fixation permet de s'assurer que les éventuelles déformations du module d'entraînement ne soient pas à l'origine de déformations du plateau principal.

### 3.6. Ensemble codeurs

L'objectif de l'ensemble codeur est de mesurer les positions angulaires de la référence et de la pièce à mesurer. Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale.

- L'ensemble codeurs doit autoriser le passage de l'axe du frein servant au décalage de la pièce par rapport à la référence.
- Les axes des codeurs doivent être colinéaires avec les axes des rotations de la référence et de la pièce à mesurer.

La Figure 104 présente la conception détaillée de l'ensemble codeurs. La Figure 105 présente la réalisation de ce module.

Un codeur mesure la position angulaire de la pièce, un autre codeur mesure la position angulaire de la référence. Les deux codeurs choisis possèdent une ouverture centrale d'un diamètre de 100 mm ce qui permet d'assurer le passage de l'axe du frein central. Un arbre creux est utilisé pour relier le codeur pièce à la pièce en conservant le passage de l'axe du frein.

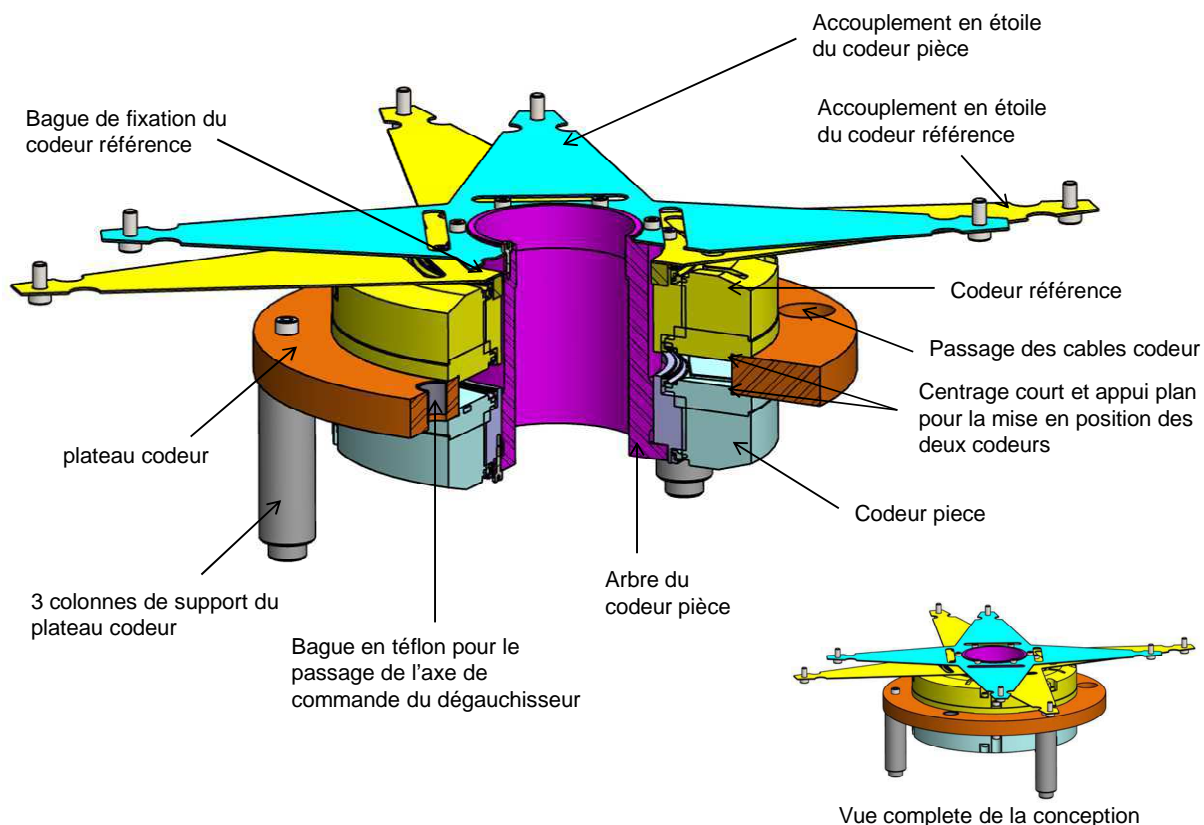
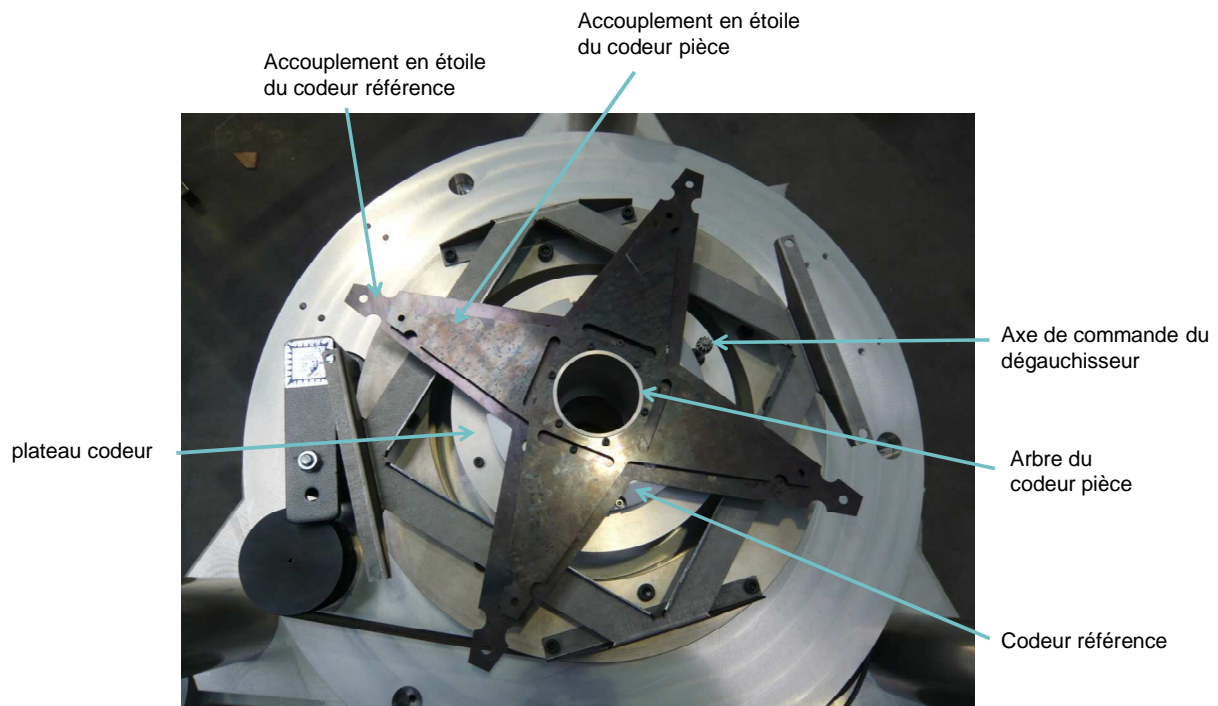


Figure 104: conception détaillée de l'ensemble codeur



*Figure 105: réalisation de l'ensemble codeur*

Les codeurs utilisés comportent un accouplement élastique interne ce qui autorise une légère excentration entre l'axe de la rotation à mesurer et l'axe du codeur. Le constructeur indique une excentration admissible de 0.1mm au niveau de la base du codeur et un déplacement axial admissible de 0.1mm.

Les stratégies de réglage de coaxialité adoptées sur la machine sont décrites plus en détail au paragraphe 4. L'ensemble codeur a fait l'objet de dispositions particulières pour permettre ce réglage. Les deux codeurs mesurent deux rotations qui possèdent sensiblement le même axe. Pour cette raison nous avons choisi d'aligner mécaniquement les deux codeurs. Les deux codeurs sont positionnés par un centrage court associé à un appui plan. Les deux centrages courts sont réalisés sur le même alésage. Les appuis plans sont réalisés sur les deux faces du plateau codeur qui a été usiné avec une tolérance serrée de planéité. Cela assure la coaxialité des deux codeurs. Le paragraphe 4.2.2 présente l'alignement de l'axe commun des deux codeurs avec l'axe du roulement.

Les codeurs autorisent un déplacement axial de la bague intérieure de 0.1mm. La chaîne de solide depuis la pièce dont on veut mesurer la rotation jusqu'au codeur ne permet pas de garantir une tolérance axiale de 0.1mm. Pour cette raison nous avons conçu un accouplement permettant de compenser cette dispersion. Les deux étoiles à 4 branches - présentées sur la figure 16 assurent cette fonction. La tôle de 1mm d'épaisseur ainsi que la forme adoptée permet d'assurer une souplesse verticale. La rigidité en torsion des accouplements en étoile permet en revanche de transmettre le couple nécessaire au pivotement de la bague intérieure des codeurs afin d'assurer la mesure de la rotation.

### 3.7. Plateau dégauchisseur/centreur

#### 3.7.1. Cahier des charges

Le fonctionnement général des plateaux dégauchisseurs centreurs du commerce est présenté en détail au paragraphe 2.1.6 du chapitre 2. L'objectif du plateau dégauchisseur centreur, sur une machine de mesure de cylindricité, est de rendre colinéaire l'axe de la pièce et l'axe de rotation de la broche. Les ddls concernés, les courses prévues, ainsi que l'encombrement souhaité sont détaillés sur le schéma de la Figure 106.

Outre cette fonction alignement, le plateau dégauchisseur centreur est traversé par la chaîne métrologique. Il doit donc garantir la plus grande stabilité possible de la position d'une pièce lors de sa mesure (idéalement quelques nanomètres).

Afin de ne pas perturber le système de mesure par des opérations manuelles, la procédure de dégauchissage et de centrage est automatisée.

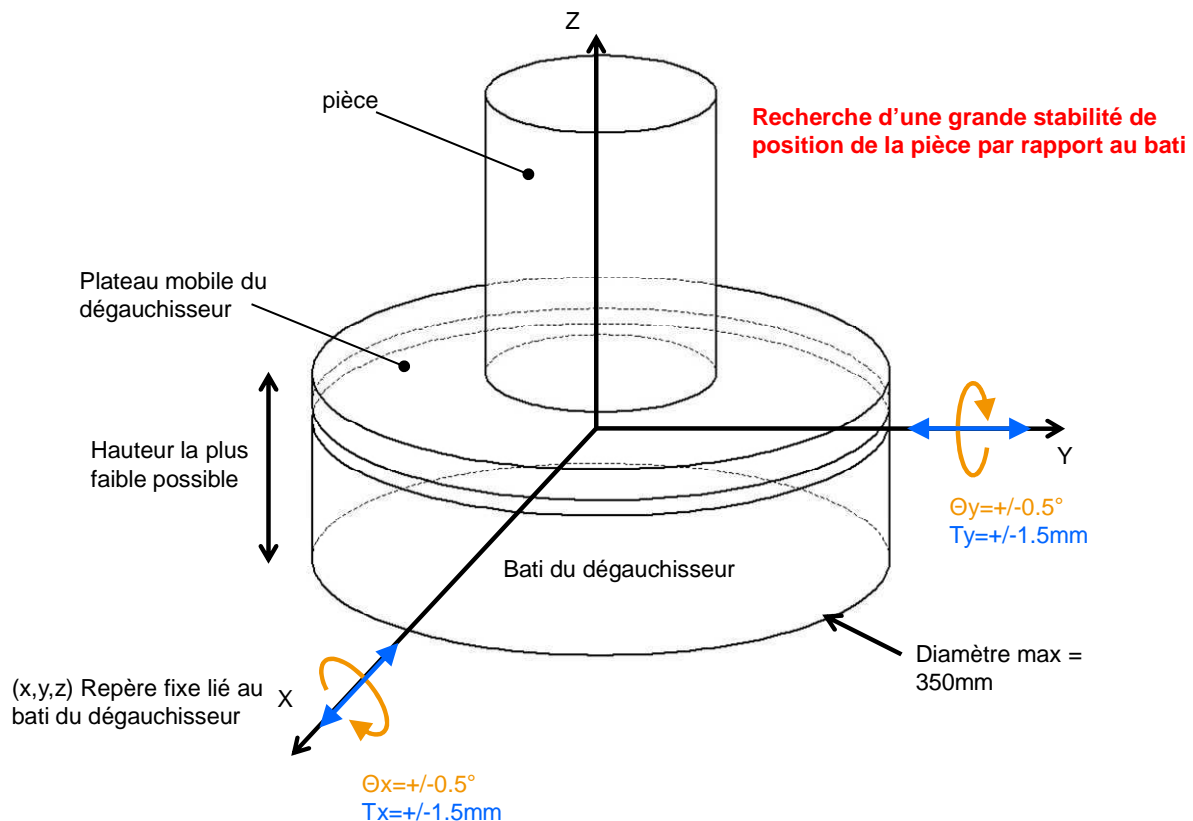


Figure 106: performances attendues pour le plateau dégauchisseur

Pour fixer la valeur des courses nécessaires, il convient de s'intéresser à la procédure de chargement des pièces à mesurer. La pièce à mesurer peut être placée sur le plateau mobile du dégauchisseur de différentes manières :

- Par un système annexe permettant le chargement automatisé des pièces à mesurer
- Par une opération manuelle dans le cas de pièces peu volumineuses et légères

Cette mise en place doit permettre un centrage préliminaire de la pièce par rapport à l'axe du roulement. Dans le cas d'une mise en place manuelle, de simples cercles concentriques gravés sur le plateau mobile du dégauchisseur permettent la réalisation d'un centrage visuel avec une précision meilleure que le millimètre. La précision de ce centrage préliminaire peut être grandement améliorée dans le cas d'une mise en place automatisée. Nous avons choisi de fixer les courses en translation pour le dégauchisseur centreur à 1.5mm dans les 2 directions. Ce choix est adapté aux deux modes de chargement des pièces sur la machine.

La course angulaire nécessaire au dégauchissage des pièces dépend de la géométrie des pièces à mesurer. Il s'agit de compenser, grâce au dégauchisseur, le défaut de perpendicularité entre la base des pièces cylindriques et leurs génératrices. La course de  $0.5^\circ$  envisagée est largement supérieure au défaut de perpendicularité des pièces à mesurer.

Parmi les objectifs de performance à atteindre précédemment détaillés, la recherche de stabilité est à privilégier. En effet, c'est la stabilité de position de la pièce qui conditionne le niveau d'incertitude sur la mesure de cylindricité.

### **3.7.2. Solution existantes**

Plusieurs possibilités d'architecture ont été envisagées pour le plateau dégauchisseur/centreur. Ce type de plateaux qui équipent les machines commerciales de mesure de cylindricité a été présenté au chapitre 2. Malgré l'avantage de ne nécessiter aucun développement spécifique, l'intégration de plateaux du commerce pose plusieurs difficultés :

- Les plateaux dégauchisseurs/centreurs ne sont pas vendus indépendamment des machines de mesure de cylindricité.
- L'intégration d'un plateau du commerce nécessite un développement qui peut s'avérer aussi contraignant que la conception d'un « plateau sur mesure ».
- D'après les documentations commerciales synthétisées au chapitre 2, les équipements du commerce ne garantissent pas une incertitude nanométrique. Il n'est pas par conséquent assuré que les plateaux dégauchisseurs/centreur standards permettent une stabilité optimale de mise en position de la pièce.

Pour ces raisons le choix a été fait de concevoir et de réaliser un plateau dégauchisseur centreur spécifique présentant une stabilité de position optimale.

### 3.7.3. Principes fondamentaux de la solution envisagée

#### Démultiplication du mouvement :

Pour obtenir une grande stabilité de position on s'attachera à viser une très grande rigidité du système. Ainsi, l'application d'efforts extérieurs se traduira par des déplacements très réduits. Pour atteindre une très grande rigidité on choisit de mettre en place un organe de démultiplication de mouvement entre *le plateau porte pièce* et *les vis de commande*. Le schéma de la Figure 107 présente ce principe.

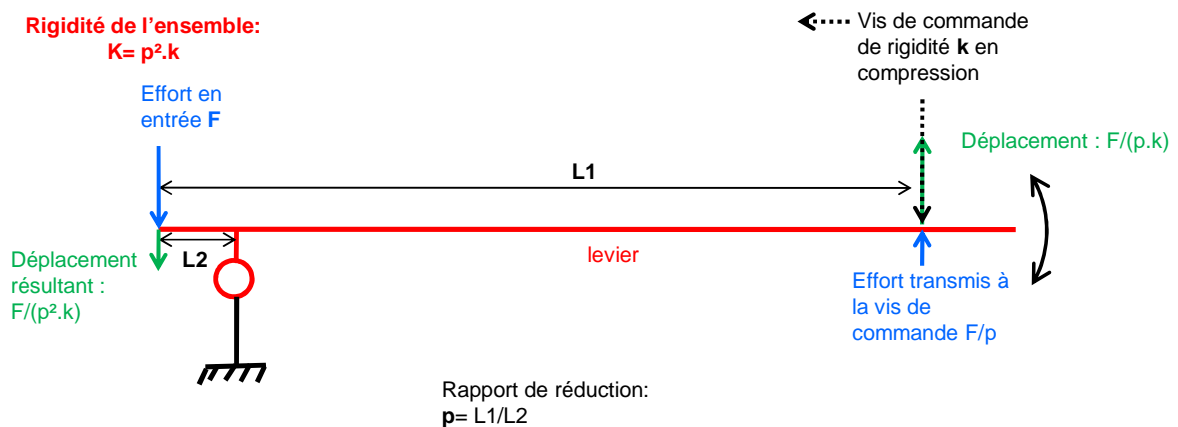


Figure 107: effet « rigidifiant » d'une démultiplication de mouvement

Sur la Figure 107, le levier est soumis à un effort de valeur «  $F$  ». Cet effort est transmis par un *démultiplicateur de mouvement* de rapport «  $p = L2/L1$  ». La vis de commande sera par conséquent soumise à un effort de valeur  $F/p$ . La rigidité au niveau de la vis de commande a pour valeur  $k$ . Par conséquent un effort en entrée de valeur  $F/p$  sera à l'origine d'un déplacement à ce niveau de valeur  $F/(k \cdot p)$ . Un tel déplacement en entrée du démultiplicateur aura pour effet en sortie un déplacement de valeur  $F/(k \cdot p^2)$ . **On peut donc en conclure que la rigidité globale en sortie a été multipliée par le rapport de démultiplication au carré, soit  $p^2$ . D'un point de vue rigidité cela conduit à mettre en place le rapport de démultiplication le plus grand possible.** En revanche la course de l'actionneur a été divisée par le rapport de démultiplication. Il apparaît donc un compromis à réaliser entre la rigidité et la course disponible.

On fait ici l'hypothèse que l'augmentation de la souplesse – liée dans l'exemple de la Figure 107 à la flexion du levier. Elle est négligeable par rapport à l'augmentation de la rigidité globale introduite par la démultiplication.

La démultiplication du mouvement présente en outre l'avantage de permettre une meilleure résolution dans la mise en position. En effet, la résolution de l'actionneur de commande est améliorée proportionnellement au rapport de démultiplication.

### Liaisons flexibles :

On choisit de réaliser les mouvements par des articulations flexibles. Les articulations flexibles sont réalisées par des amincissements localisés de matière. Cela permet de provoquer une déformation élastique dans une direction privilégiée. Ce type de liaison est décrit de manière très détaillée dans [Villar, 2008]

L'utilisation d'articulations flexibles présente en effet plusieurs avantages. Les articulations flexibles sont sans jeu. Cela permet d'éviter une éventuelle traversée de jeu liée à une inversion du sens des efforts. Une traversée de jeu pourrait dégrader très fortement la stabilité de position du plateau porte pièce.

L'encombrement nécessaire à la mise en œuvre de ces liaisons est particulièrement réduit. Cela représente un réel avantage dans le cas du dégauchisseur qui intègre de multiples transformations de mouvement depuis la commande jusqu'au plateau porte pièce.

L'absence de frottement permet d'éviter le phénomène de « collé-glissé » ou « stick-slip » qui rend impossible la réalisation de très petits déplacements. L'absence de frottement permet aussi d'éviter tout apport de chaleur qui pourrait perturber la mesure.

On distingue deux types d'articulations flexibles : les articulations à lame simple et les articulations à lames croisées.

- Un exemple de réalisation d'une articulation à lame simple est présenté sur la Figure 108. La lame verticale bleue comporte deux amincissements de matière. Chacun de ces amincissements constitue une liaison pivot d'axe  $x$ . On remarque toutefois une rigidité faible vis-à-vis d'un effort selon  $y$  et vis à vis d'un couple d'axe  $z$ . Dans certain cas ce manque de rigidité doit être réduit.
- Pour cette raison on introduit l'articulation flexible à lames croisées. La Figure 108 présente une telle disposition. L'articulation flexible à lames croisées est constituée de deux lames souples disposées selon 2 directions perpendiculaires. L'ensemble réalise la fonction de pivot comme dans le cas des articulations à lame simple. On supprime dans le cas des pivots à lames croisées le manque de rigidité en flexion suivant  $y$  et en torsion suivant  $z$ .

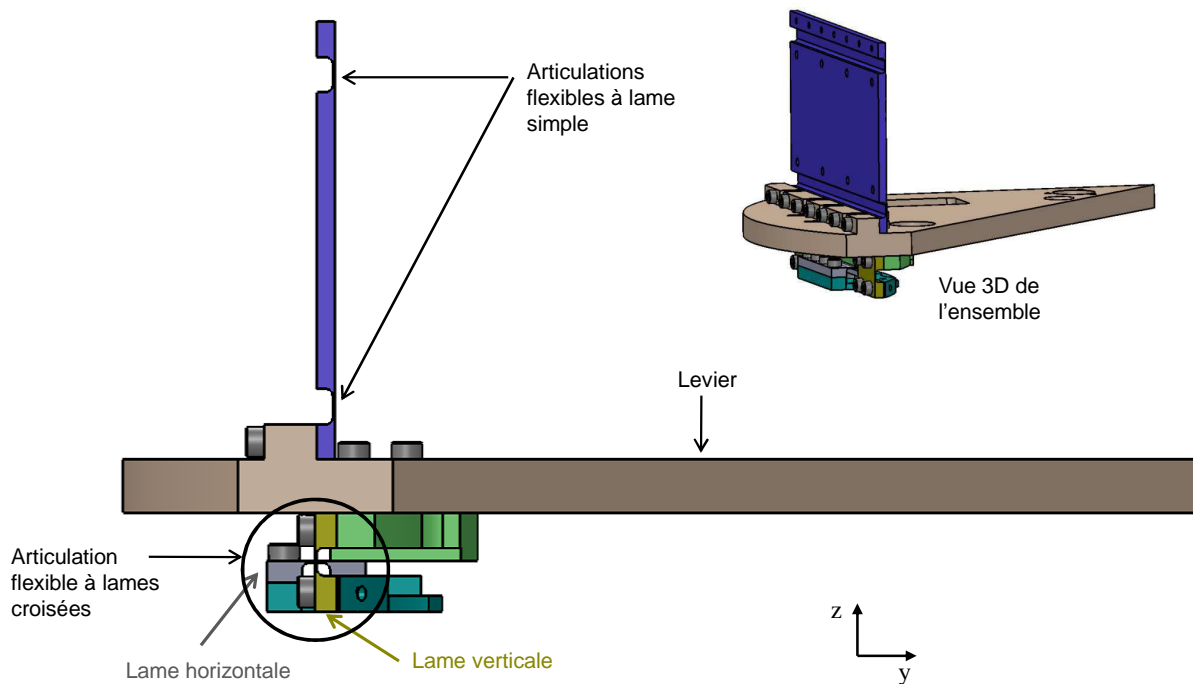


Figure 108: Exemple d'un pivot flexible à lame simple et d'un pivot flexible à lames croisées

#### Actionnement:

Pour des raisons de gain de temps et surtout pour éviter de perturber les mesures par des opérations manuelles, nous avons choisi d'automatiser la procédure de dégauchissage et de centrage.

Certaines opérations effectuées lors de l'étalonnage de la machine - telles que le décalage angulaire de la pièce de qualification par rapport à la référence - peuvent amener à perturber le dégauchissage et de centrage de la pièce. Le recentrage automatisé de la pièce au cours de la procédure permet d'éviter toute interruption de la procédure d'étalonnage.

Pour réaliser cette automatisation, les plateaux équipant les machines de mesure conventionnelles du commerce, mettent en œuvre des moteurs électriques intégrés dans le plateau. Chaque mouvement est piloté par un moteur. Les moteurs sont alimentés par un collecteur tournant.

Cette solution pose plusieurs difficultés :

- La présence d'un actionneur électrique à l'intérieur du plateau dégauchisseur centreur peut être une source locale de variation de température. cette variation de température peut être à l'origine de déformations de la chaîne métrologique.
- Il devient nécessaire de mettre en œuvre un collecteur tournant.
- L'intégration de 4 moteurs à l'intérieur du dégauchisseur pose des problèmes d'encombrement.



Pour ces raisons, nous avons choisi de mettre en œuvre un seul moteur extérieur au dégauchisseur. Ce moteur viendra actionner successivement chaque vis de commande. Cela permet de libérer l'espace dans le dégauchisseur centreur et d'éloigner aussi loin que possible une potentielle source d'apport de chaleur.

### **3.7.4. Architecture générale du plateau dégauchisseur centreur**

Une solution architecturale simple aurait consisté à réaliser les différents mouvements en série. D'après les notations de la Figure 106 on aurait par exemple pu réaliser les deux translations  $T_x$  puis  $T_y$  et ensuite les deux rotations  $R_x$  et  $R_y$ . Ce type de configuration est décrit sur la Figure 109(A).

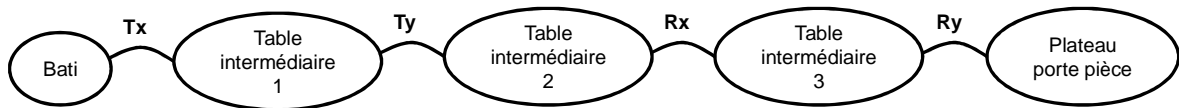
Ce choix d'architecture pose plusieurs problèmes :

- L'encombrement obtenu est important car l'encombrement du système final correspond à un cumul des encombrements de chaque mécanisme.
- Les souplesses de chaque mécanisme s'additionnent. Le système global devient alors plus souple. Cela va à l'encontre de l'objectif principal de stabilité de position.
- Une hauteur importante du plateau peut amplifier une instabilité du maintien en position de l'inclinaison.

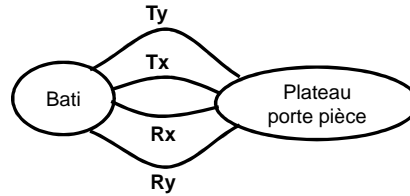
Ce constat pousse à chercher à diminuer au maximum le nombre d'étages de transformation de mouvement du plateau. La réduction du nombre d'étages au minimum conduit à une solution de type hexapode dont l'architecture est décrite sur la Figure 109(B). L'hexapode ne permet pas, à priori, l'introduction d'un système de démultiplication du mouvement qui améliorerait pourtant de manière importante la rigidité.

Pour ces raisons, le choix a été fait de réaliser les 4 mouvements nécessaires au dégauchissage et au centrage de la pièce cylindrique en deux étages distincts. D'après le repère défini sur la Figure 106, la rotation  $R_x$  et la translation  $T_y$  sont réalisés par le premier mécanisme. La rotation  $R_y$  et la translation  $T_x$  sont réalisés par le deuxième étage. Le schéma de la Figure 109 (C) décrit l'architecture générale du dégauchisseur séparée en deux étages.

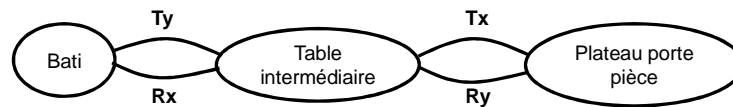
Cette configuration constitue un compromis entre une architecture série et une architecture parallèle. Ce compromis permet d'obtenir une rigidité optimale tout en garantissant une hauteur limitée. On prévoit afin de réduire encore la hauteur du plateau, « d'imbriquer » les deux mécanismes de transformation de mouvement.



A) Architecture serie d'un plateau dégauchisseur centreur



B) Architecture parallele d'un plateau dégauchisseur



C) Architecture mixte serie et parallele du plateau dégauchisseur centreur développé

*Figure 109: architecture du plateau dégauchisseur centreur*

### 3.7.5. Architecture et conception détaillée premier étage du dégauchisseur centreur

Le schéma cinématique de la Figure 110, décrit le premier système de mise en position. Ce premier étage correspond à la réalisation de l'inclinaison de la pièce, notée Rx, et à sa translation, notée Ty. *L'étage intermédiaire* - en orange sur la Figure 110- sera incliné et traduit par rapport au *bâti* du dégauchisseur.

### Système de mise en position Rx et Ty

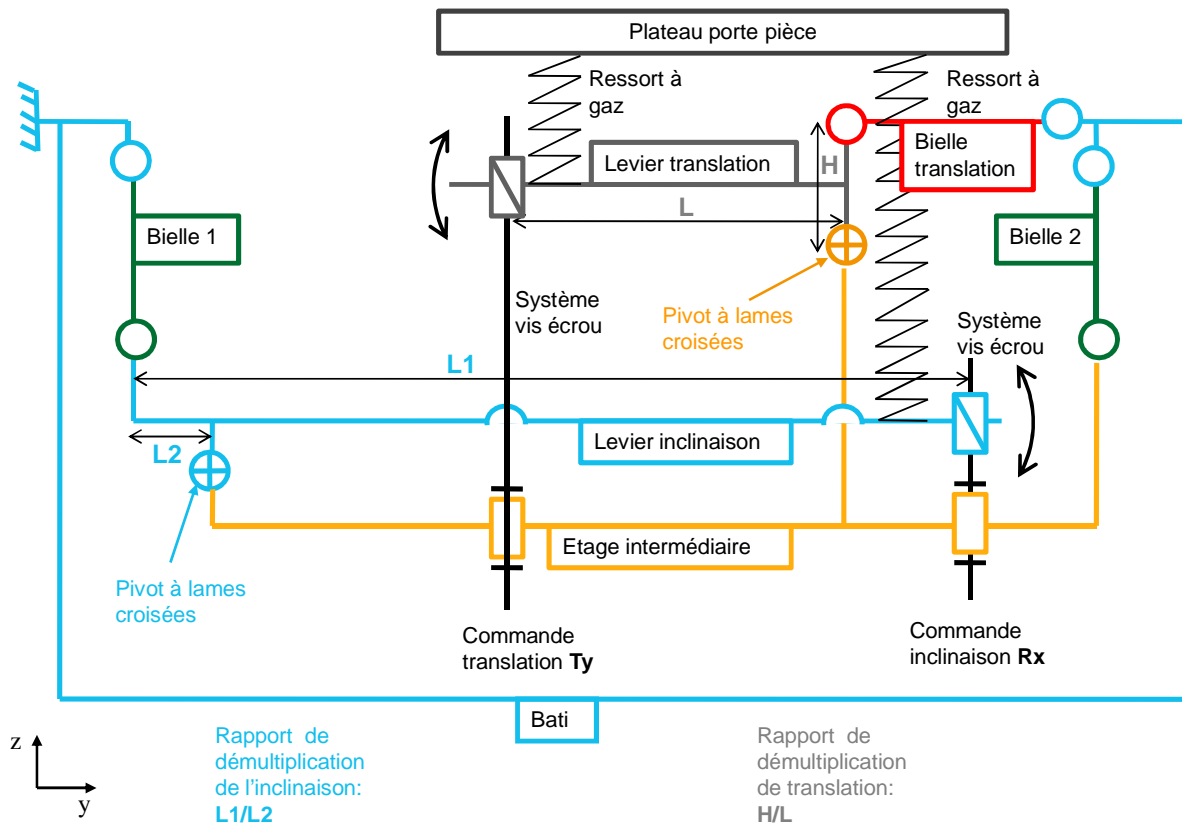


Figure 110: schéma cinématique du premier mécanisme de mise en position

#### 3.7.5.1. Translation Ty et rotation Rx :

##### Translation Ty :

L'étage intermédiaire est relié au bâti par la bielle 1 et la bielle 2. Cela permet un mouvement de translation de l'étage intermédiaire par rapport au bâti. Cette translation est commandée par l'inclinaison du levier de translation gris. L'inclinaison du levier de translation gris est commandée grâce à un système vis/écrou prenant appui sur l'étage intermédiaire.

Le levier de translation permet de créer une importante démultiplication du mouvement. En effet, le rapport de démultiplication entre le mouvement de translation de l'écrou, de l'ensemble vis-écrou et le mouvement de translation de l'étage intermédiaire vaut  $L/H$ . On décide de mettre en œuvre une possibilité de réglage de la valeur de  $H$ . Ce réglage permettra de modifier la valeur du rapport de démultiplication jusqu'à une valeur quasiment infinie. Cela permettra d'aboutir au meilleur compromis entre rigidité et course totale permise.

Lors de la conception du mécanisme de translation nous avons remarqué que l'utilisation systématique d'un pivot à lame simple conduisait à une souplesse du levier de translation. Celui-ci était susceptible de se traduire suivant l'axe  $z$ . Pour cette raison nous avons remplacé une des deux articulations flexibles à lames simples par un pivot à lames croisées visible sur le schéma de la Figure 110.

### Rotation Rx :

*L'étage intermédiaire* est relié à la *bielle 1* par l'intermédiaire du *levier d'inclinaison* bleu. Le pivotement du *levier d'inclinaison* provoque une inclinaison de *l'étage intermédiaire* par rapport au *bâti*. Le pivotement du *levier d'inclinaison* est commandé grâce à un *système vis-écrou* prenant appui sur *l'étage intermédiaire*.

Comme pour la translation, l'utilisation du *levier d'inclinaison* permet de créer une importante démultiplication du mouvement. En effet, le rapport entre le mouvement de translation vertical de l'écrou de *l'ensemble vis-écrou* et le mouvement de translation de *l'étage intermédiaire* vaut **L1/L2**. On décide de mettre en œuvre une possibilité de réglage de la valeur de L1/L2 en déplaçant horizontalement le pivot entre le *levier d'inclinaison* et la *table intermédiaire*. Ce réglage permettra de modifier la valeur du rapport de démultiplication jusqu'à une valeur quasiment infini. Cela permet d'aboutir au meilleur compromis entre rigidité et course totale permise.

Lors de la conception du mécanisme d'inclinaison - comme dans le cas du mécanisme de translation - nous avons remarqué que l'utilisation systématique de pivot à lame simple conduisait à une souplesse du levier d'inclinaison. Celui-ci était susceptible de se translater suivant l'axe **y** et de pivoter suivant l'axe **z**. Pour cette raison nous avons remplacé une des deux articulations flexibles à lame simple par un pivot à lames croisées visible sur le schéma de la Figure 110.

### **3.7.5.2. Conception des ensembles vis/écrous :**

On remarque sur les schémas de la Figure 110 que l'actionnement des vis de commandes aura pour effet de créer une inclinaison entre l'axe de la vis et les leviers d'inclinaison et de translation. Une telle situation est représentée sur la Figure 111.

Afin de ne pas mettre le système sous contraintes, on ajoute une fonction cardan réalisée par une rotule à doigt à chaque extrémité des vis de commande. La fonction cardan permet de transmettre le couple de rotation du moteur de commande aux vis.

La Figure 111 de gauche présente une telle disposition dans le cas du levier de translation. Une disposition similaire est adoptée pour les 4 vis de commande. La Figure 111 de droite présente l'état du mécanisme une fois la vis de commande actionnée. Comme la bielle de translation est fixe suivant la direction **y**, l'actionnement de la vis de commande a bien pour effet la translation de *l'étage intermédiaire*.

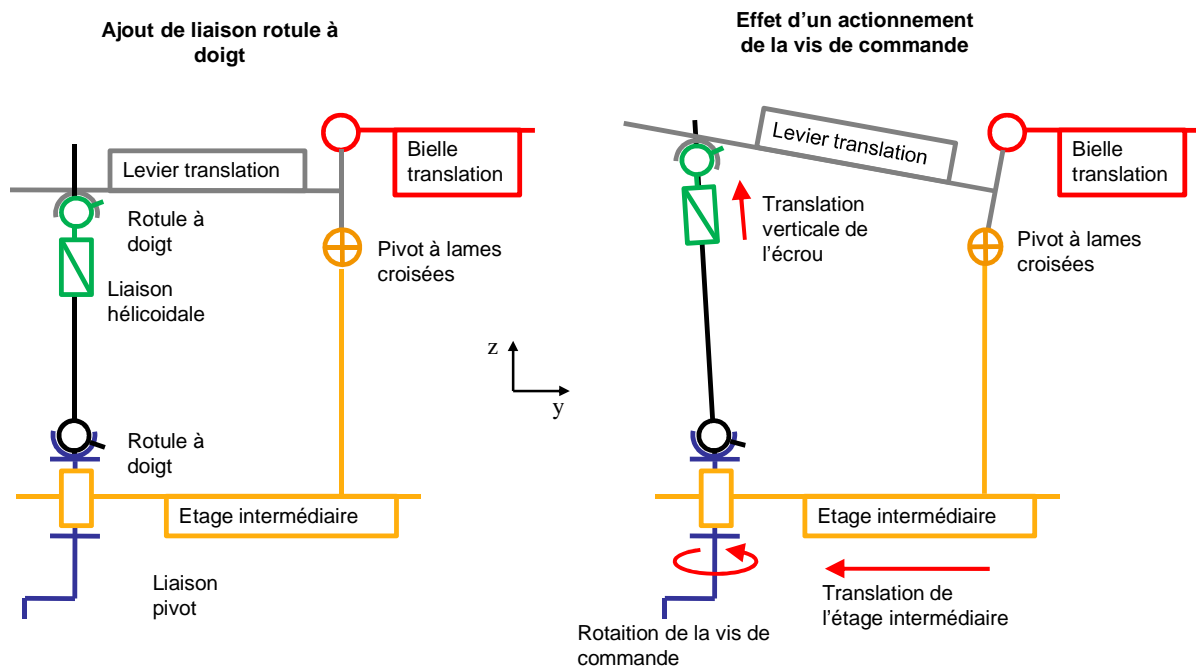


Figure 111: effet de l'actionnement de la vis de commande du levier de translation

De manière à éviter une éventuelle traversée de jeu au niveau des *ensemble vis/écrou* et surtout un décollement des *rotules*, on prévoit l'ajout de *ressorts à gaz* représentés sur la Figure 110. Ces *ressorts à gaz* prennent appuis sur le *plateau porte pièce* et exercent un effort vertical dirigé vers le bas sur les leviers de commande. L'effort vertical exercé sur les leviers de commande a pour effet d'éviter un décollement au niveau des rotules et une traversée de jeu au niveau des ensembles vis/écrous.

On remarquera que les vis de commande sont liées au *plateau intermédiaire*. Pour cette raison le mécanisme d'entraînement des vis de commande aura à supporter l'inclinaison et la translation du plateau. Ces déplacements seront toutefois d'amplitude égale à la course du plateau dégauchisseur qui reste relativement faible. La conception détaillée du *système de commande du dégauchisseur* est décrite au paragraphe 3.8.

### 3.7.5.3. Conception détaillée du premier étage

La Figure 112 présente la conception détaillée du mécanisme de translation. De façon similaire, la vue en coupe de la Figure 113 présente la conception détaillée du mécanisme d'inclinaison. Cette conception est basée sur le schéma cinématique de la Figure 110.

Certains éléments de cet ensemble ont nécessité des précautions particulières lors de la conception et de la réalisation. C'est par exemple le cas des systèmes de commande constitués des couples vis/écrou et des rotules à doigt. L'imperfection des surfaces en contact dans les rotules à doigt peut être le siège d'instabilités de mise en position. Pour cette raison un soin

particulier a été apporté à leur conception et à leur réalisation. Ce point sera détaillé au paragraphe 3.7.7.

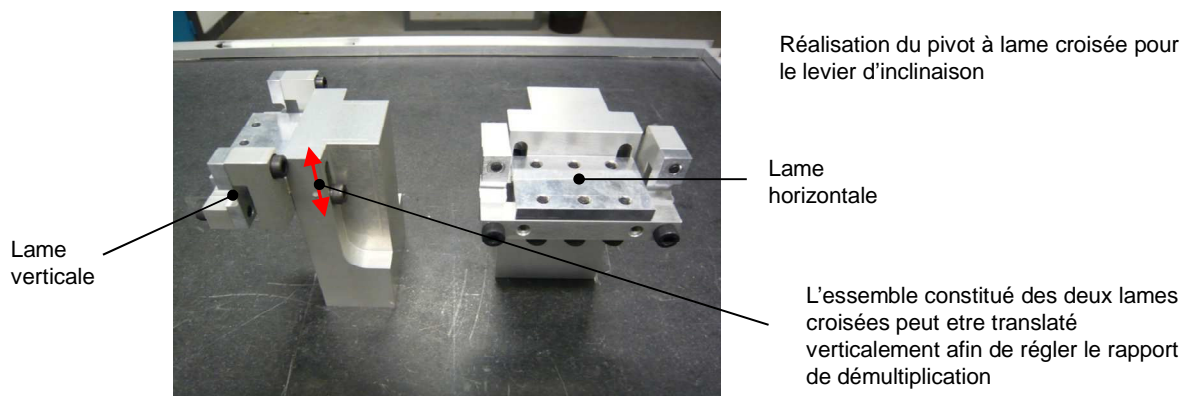
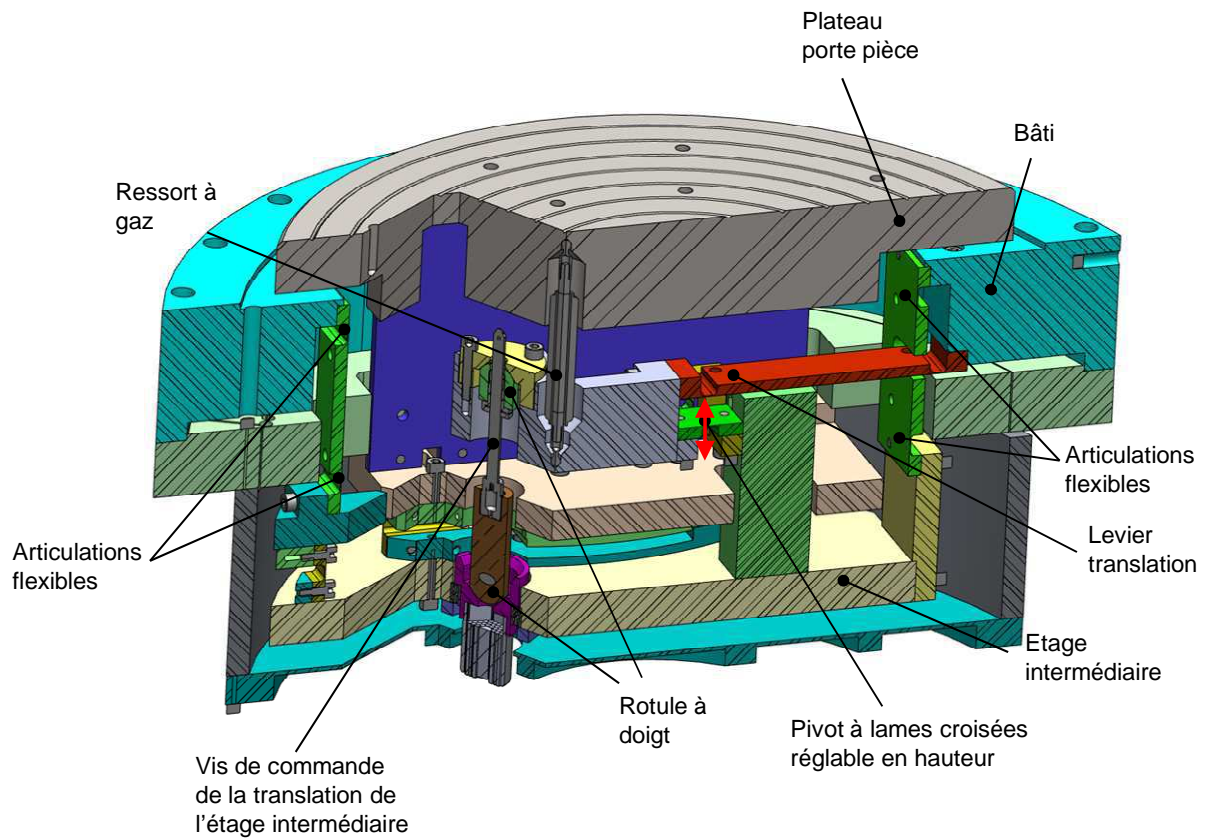


Figure 112: mécanisme de translation de l'étage intermédiaire du plateau dégauchisseur centreur

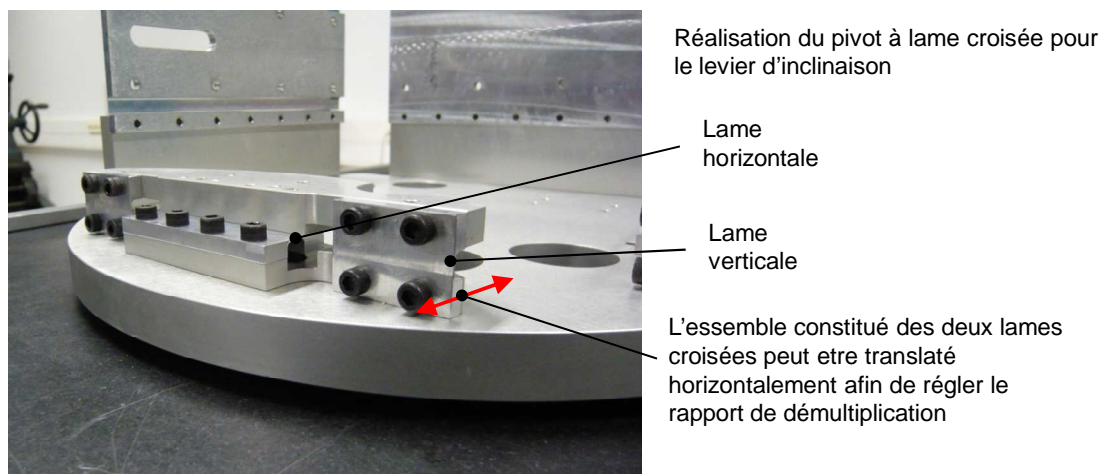
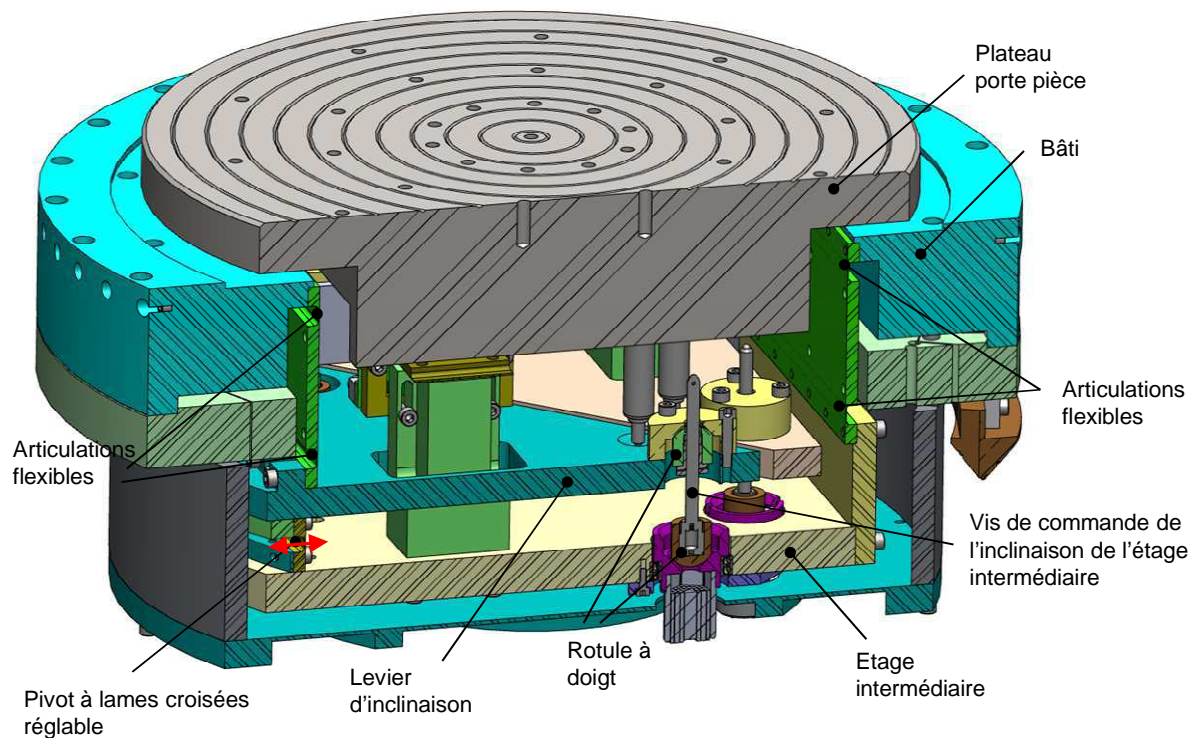


Figure 113: mécanisme d'inclinaison de l'étage intermédiaire du plateau dégauchisseur centreur

### 3.7.6. Architecture et conception détaillée du deuxième étage du dégauchisseur centreur

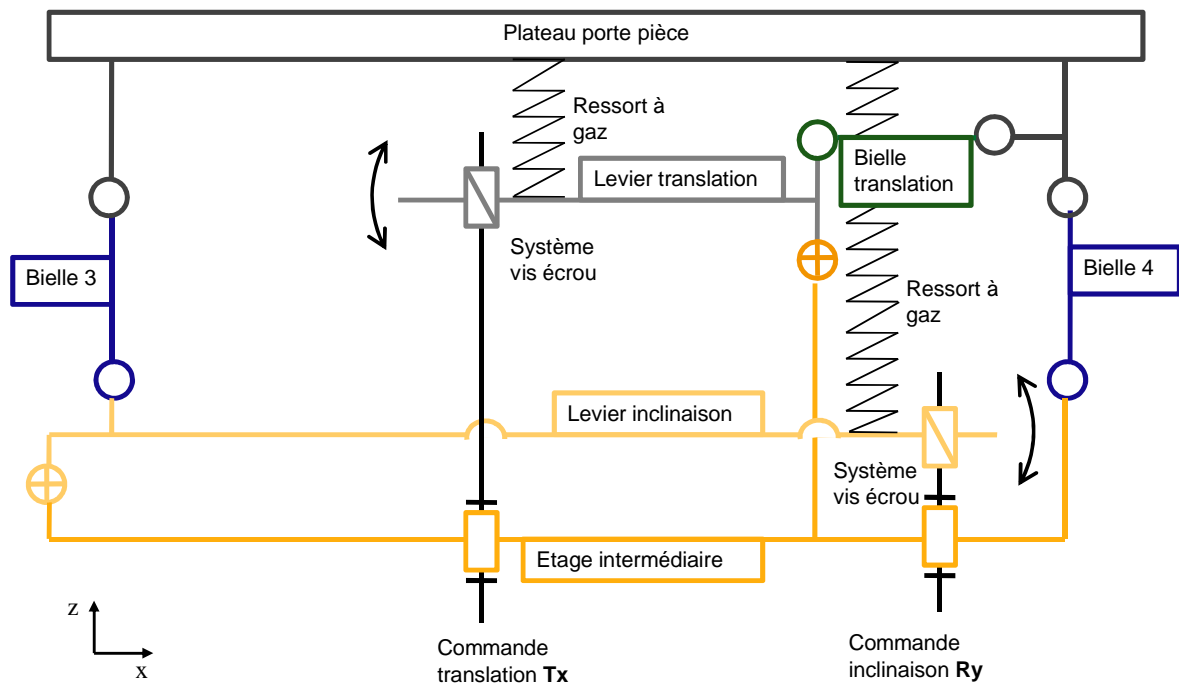
La première partie du dégauchisseur centreur permettait de translater et d'incliner l'étage intermédiaire. Pour compléter l'architecture du plateau, une solution simple pourrait consister à ajouter au-dessus ou en dessous du mécanisme précédemment décrit, un mécanisme



similaire orienté à  $90^\circ$ . Nous avons préféré imbriquer les deux mécanismes afin de limiter l'encombrement vertical total du plateau.

Le schéma de la Figure 114 présente le deuxième mécanisme de transformation de mouvement. Celui-ci s'appuie sur l'étage intermédiaire et permet d'incliner et de translater le plateau porte pièce par rapport à l'étage intermédiaire. Ce deuxième mécanisme est cinématiquement similaire au premier. Il est orienté à  $90^\circ$  par rapport au premier afin de réaliser la rotation  $R_y$  et la translation  $T_x$ .

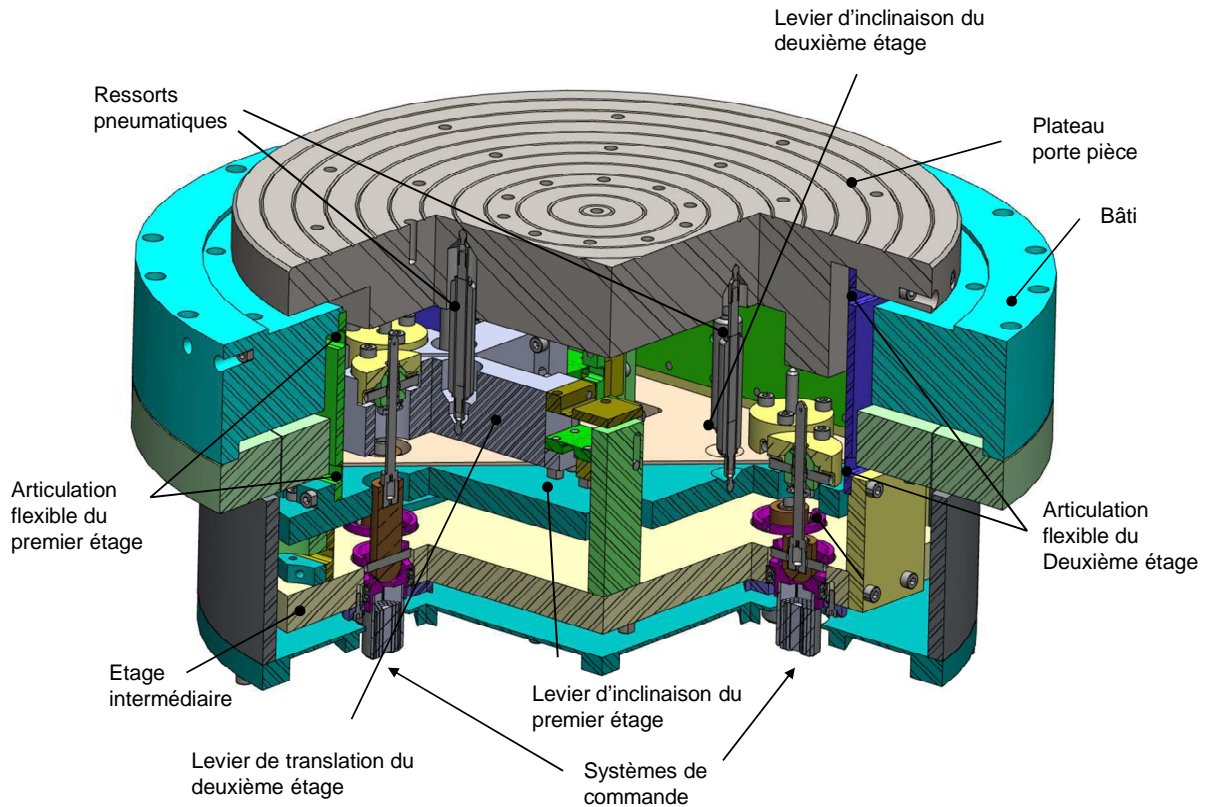
**Système de mise en position  $R_y$  et  $T_x$**



*Figure 114 : schéma cinématique du deuxième mécanisme de mise en position*

Le deuxième étage de transformation de mouvement est très similaire au premier. Pour cette raison, la conception détaillée qui en découle ne sera pas présentée ici. En revanche, le schéma de la Figure 115 présente l'association des deux étages. Cela donne une vue d'ensemble du dégauchisseur centreur que nous avons conçu puis réalisé.



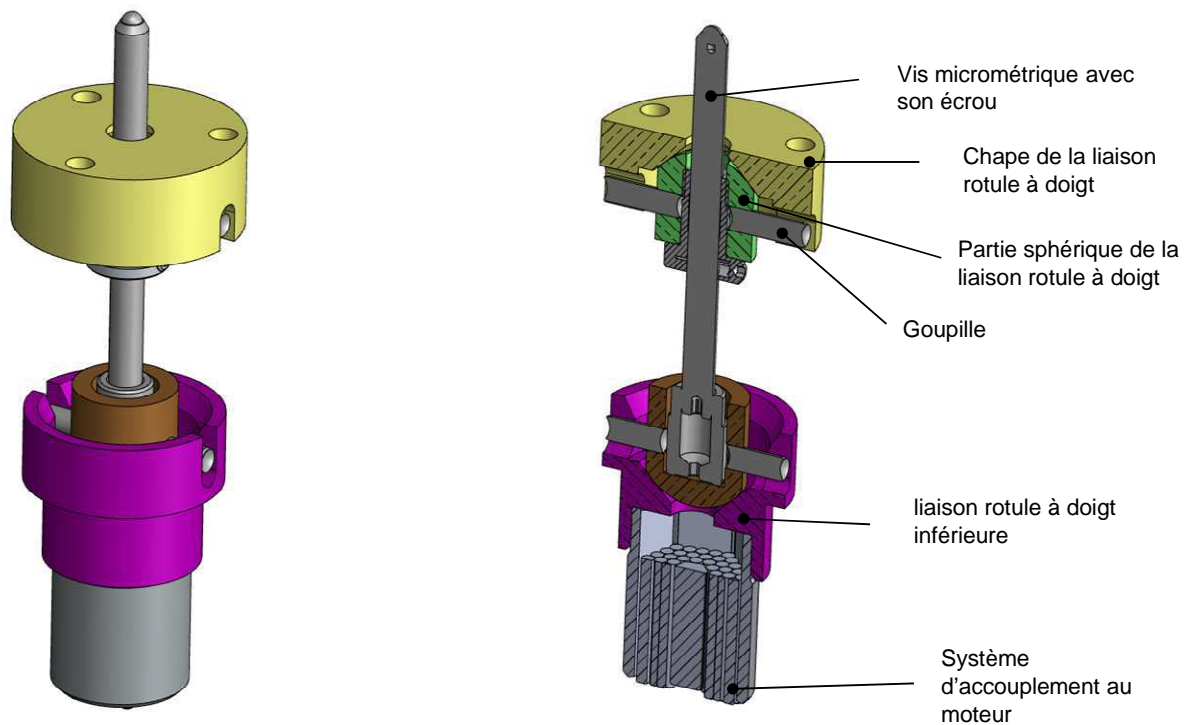


*Figure 115: combinaison des deux étages du dégauchisseur centreur*

### 3.7.7. Conception des axes de commande :

Les 4 systèmes de commande sont des éléments sensibles car ce sont eux qui fixent la position du plateau en inclinaison et en translation. Les deux schémas de la Figure 116 décrivent la conception détaillée des systèmes de commande.

La géométrie des surfaces en contacts au sein de la liaison rotule à doigt doit être de grande qualité. Un glissement – en dehors des phases d’actionnement de la vis de commande – entre la chape et la partie hémisphérique de la rotule à doigt provoquerait une modification de position du plateau porte pièce.

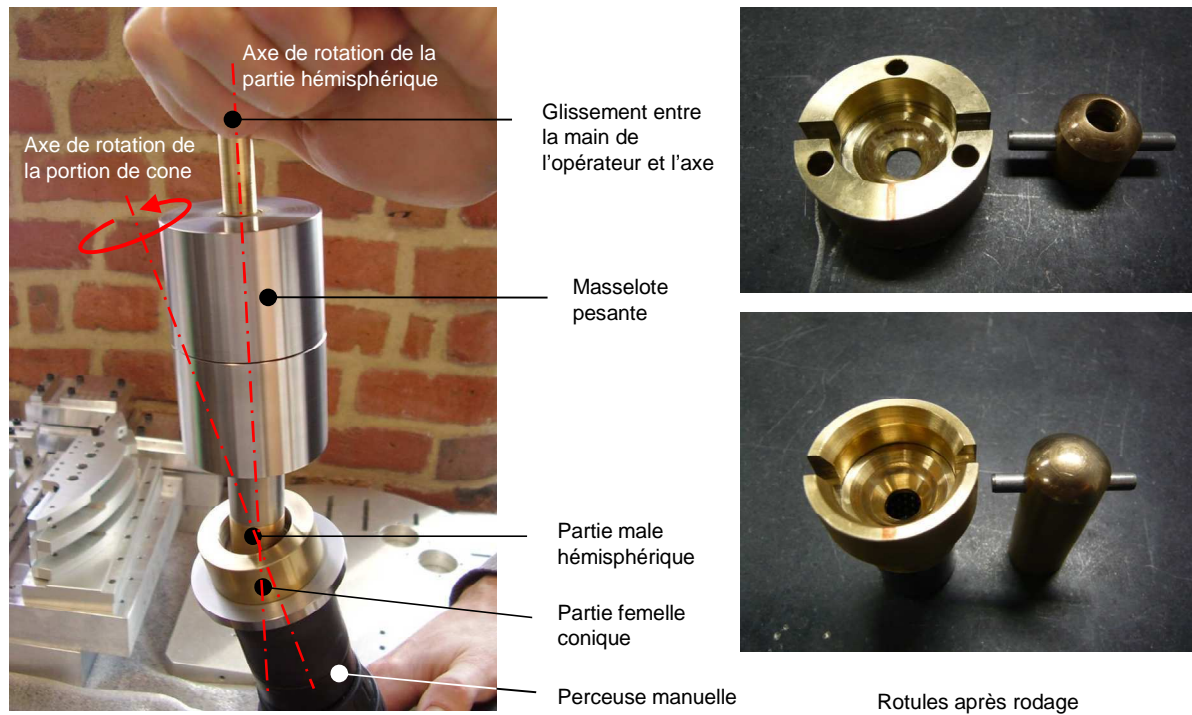


*Figure 116: système de commande du dégauchisseur*

La liaison rotule est réalisée par l'assemblage d'une portion de cône et d'une portion de sphère. Il est en pratique difficile d'obtenir directement par une opération de tournage une sphère et un cône de très grande qualité. Pour cette raison nous avons mis en œuvre une opération de rodage de la liaison qui est illustrée par la Figure 117.

L'opération de rodage consiste à mettre en contact la partie hémisphérique avec la chape tournante après avoir appliqué de la pâte à roder entre les deux surfaces. Lors de cette procédure on prend garde à ne pas bloquer l'axe de la partie hémisphérique mais plutôt à la laisser libre en rotation. De plus, on veillera à conserver un angle non nul entre les deux axes de rotation. De cette manière, la zone de contact circulaire entre les deux pièces, pivote autour de l'axe de rotation de la partie hémisphérique. La rotation du cercle de contact décrit une sphère. L'opération a donc pour effet d'améliorer la sphéricité de la partie male.

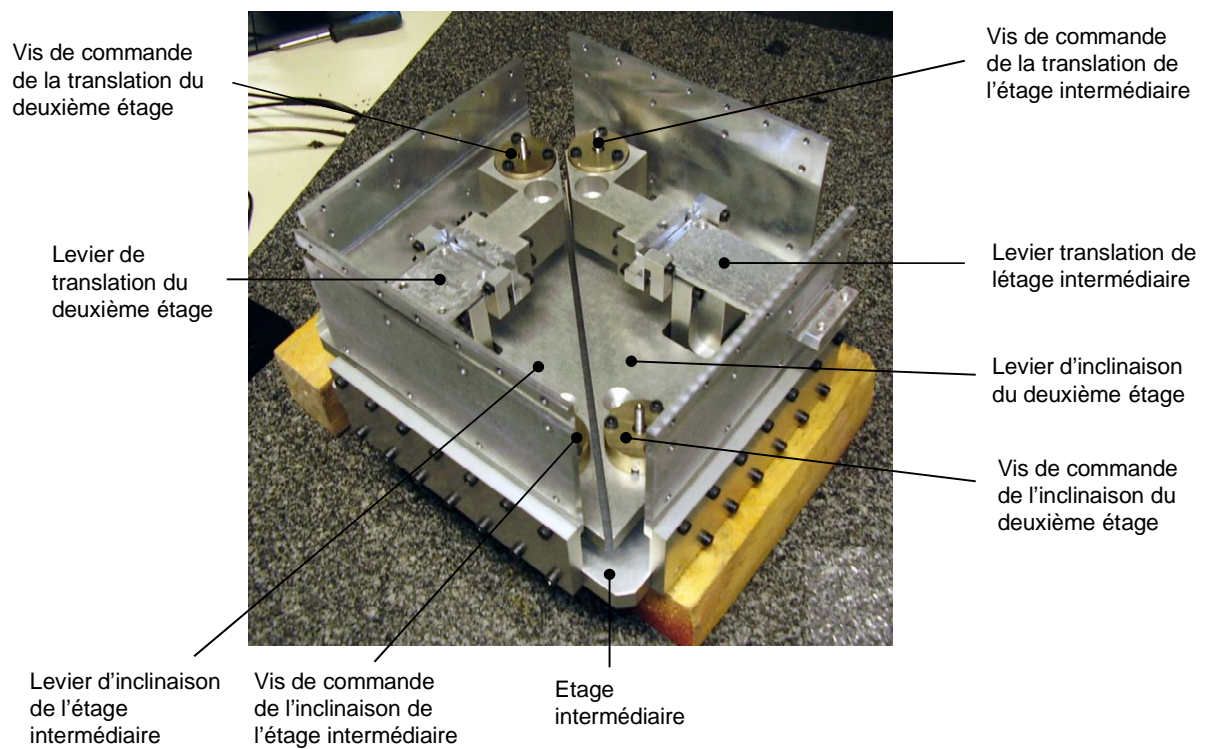
De plus l'état de surface est grandement amélioré par l'opération de rodage. Nous avons cependant choisi de conserver quelques légères rayures afin d'assurer la présence d'huile entre les surfaces en contact afin d'éviter le grippage.



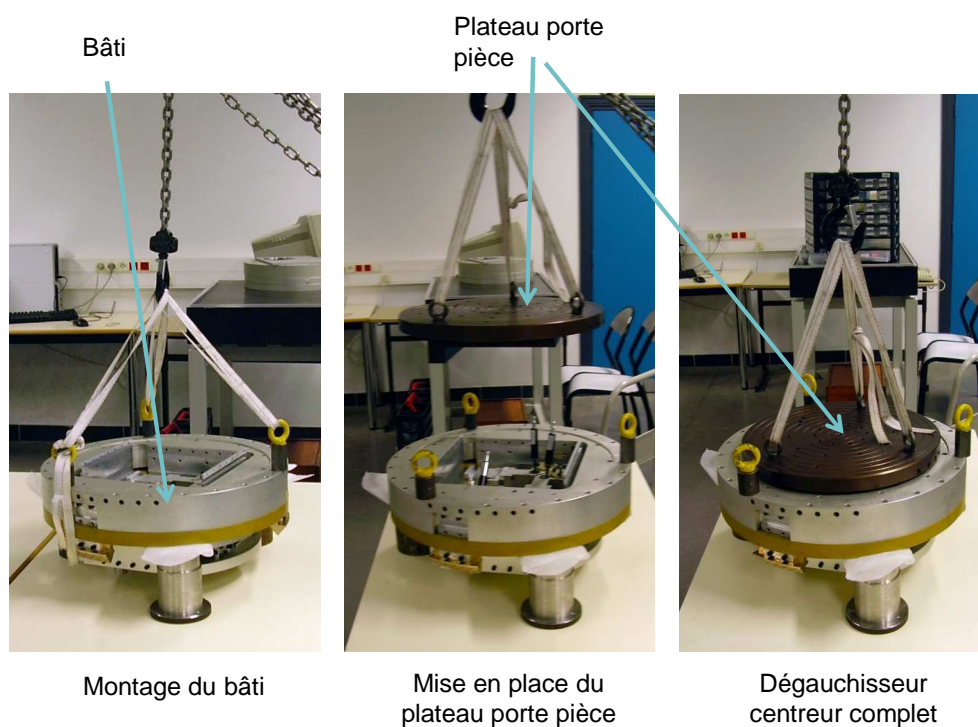
*Figure 117: opération de rodage des rotules*

### **3.7.8. Assemblage du dégauchisseur centreur**

La photo de la Figure 118 montre l'assemblage des deux étages de transformation de mouvement. Les 4 vis de commande permettent d'actionner les deux translations et les deux inclinaisons.



*Figure 118: montage du dégauchisseur centreur*



*Figure 119: assemblage du bâti et du plateau porte pièce du dégauchisseur centreur*



### 3.8.Ensemble de commande du dégauchisseur

L'objectif de cet ensemble est de mettre en rotation les vis de commande du dégauchisseur centreur. Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale :

- l'axe de commande doit être rétractable, car l'accouplement du codeur de référence - décrit en détail au paragraphe 3.6- passe devant les vis de commande du dégauchisseur. Afin d'éviter une collision, il est impératif que l'axe de commande du dégauchisseur passe en dessous de l'accouplement lorsque ce dernier est en rotation.
- L'accouplement entre le *moteur de commande du dégauchisseur* et les *vis de commande du dégauchisseur* doit pouvoir être réalisé quel que soit la position angulaire de l'axe. Cela permet d'éviter la réalisation d'une synchronisation entre les deux.
- L'engrènement doit être réalisable malgré le décalage des vis de commande du plateau dégauchisseur centreur.

La Figure 120 présente la conception détaillée de l'ensemble codeur. La Figure 121 présente la réalisation de ce module.

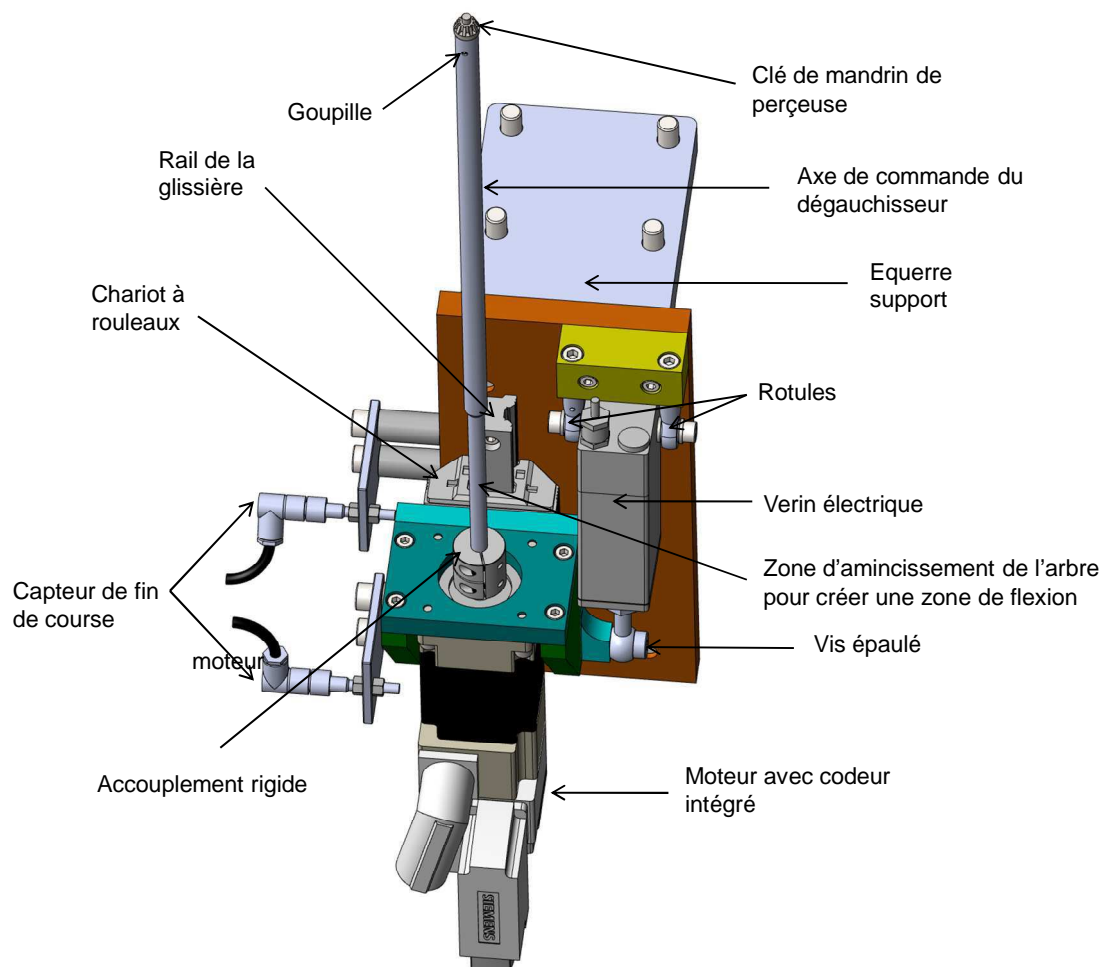
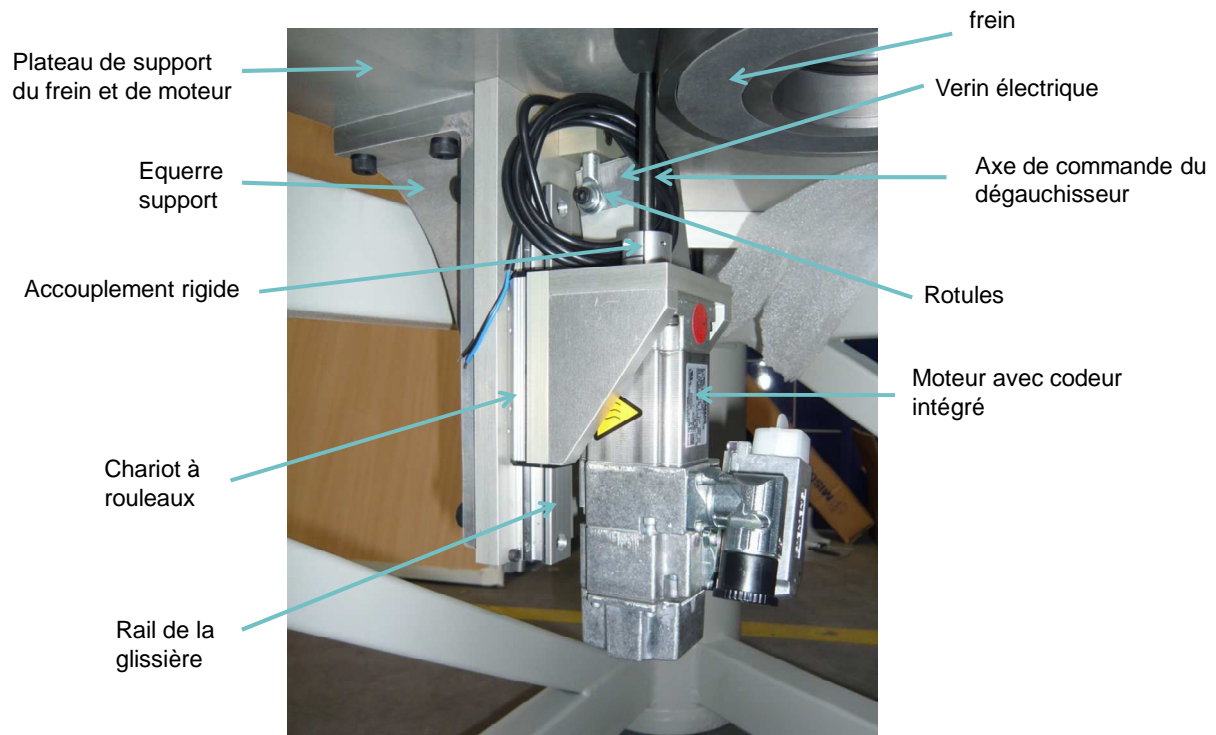


Figure 120: conception détaillée du module de commande du dégauchisseur centreur



*Figure 121: réalisation du module de commande du dégauchisseur centreur (sur la photographie les butées fin de course ne sont pas montées)*

Nous avons fait le choix de déplacer l'ensemble axe et moteur. Le guidage est réalisé par un chariot à rouleaux se déplaçant verticalement sur un rail. La montée et la descente du chariot est réalisée par un vérin électrique. Le vérin n'est pas pilotable en position. Par conséquent, il existe seulement deux positions pour le chariot : position basse et position haute. Le moteur est fixé sur le chariot mobile par une équerre. Deux capteurs inductifs fin de course permettent de vérifier que le chariot est bien en position basse avant de commander une rotation de la référence.

Pour réaliser un engrènement continu entre l'axe de commande et la vis réceptrice nous avons mis en œuvre la solution décrite sur la Figure 122. Un embout type clé de mandrin vient actionner les aiguilles d'une douille universelle à aiguilles et assurer ainsi la transmission du couple moteur.

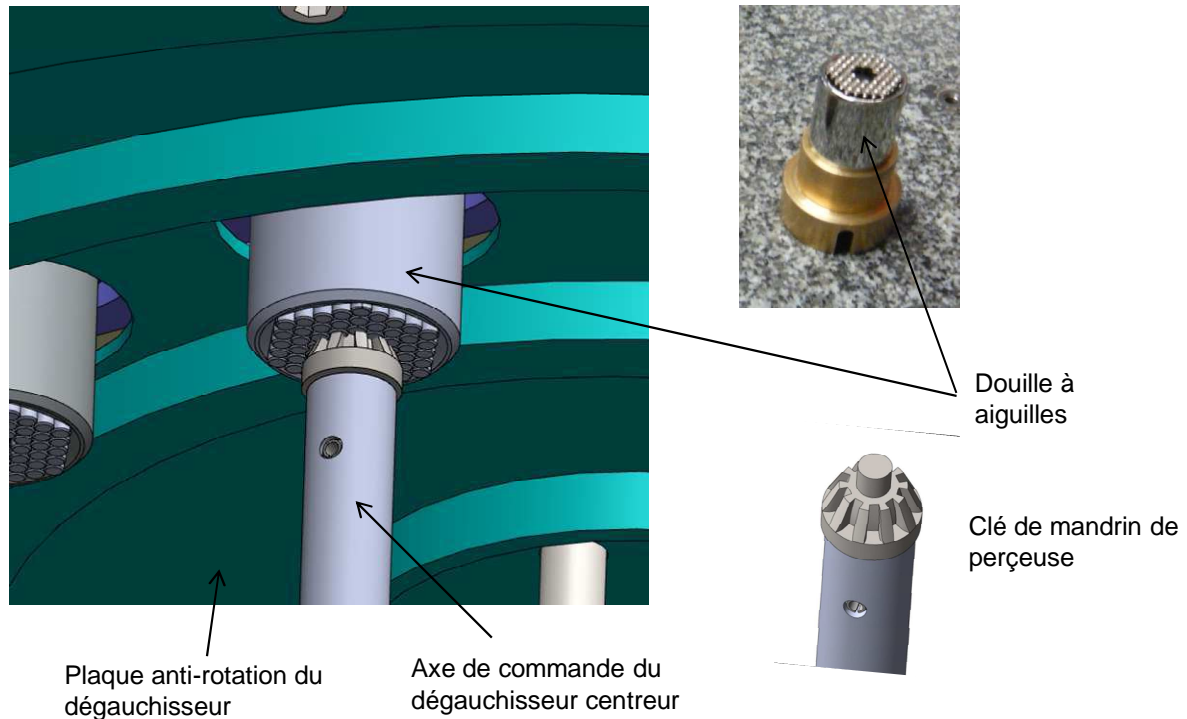


Figure 122: engrainement continu par douille à aiguilles

Les vis de commande du dégauchisseur sont attachées au plateau intermédiaire du dégauchisseur centreur. Le centrage et le dégauchissage des pièces a pour effet d'incliner et de translater le plateau intermédiaire. Pour cette raison le système de commande du dégauchisseur doit pouvoir suivre cette translation/inclinaison. L'accouplement avec la douille universelle accepte l'inclinaison imposée. Pour supporter la translation, nous avons réalisé un amincissement en bas de l'arbre de commande du dégauchisseur. La flexion de la base de l'arbre permet ainsi d'obtenir la translation de son extrémité haute.

### 3.9.Décaleur

#### 3.9.1. performances recherchées

En vue de réaliser la procédure d'étalonnage de la référence par les méthodes de séparation - décrites dans le chapitre 3 - nous avons été amenés à concevoir un « plateau décaleur ». Ce dernier doit permettre la réalisation d'un décalage angulaire entre la référence et la pièce de qualification.

Dans la suite de ce paragraphe nous emploierons le terme « axe du roulement » pour désigner « l'axe conventionnel du roulement ». Ce concept d'axe conventionnel a été introduit par Leleu dans [Leleu, 2000] qui définit l'axe conventionnel comme « la moyenne au sens des moindres carrés des axes de rotation de l'ensemble des mouvements réalisés ». De manière similaire nous emploierons le terme « d'axe du décaleur ».

Plusieurs contraintes sont associées à la simple fonction de décalage angulaire. Le décalage angulaire doit avoir comme axe de rotation, un axe sensiblement identique à l'axe du roulement. De cette manière le centrage de la pièce par rapport à l'axe de rotation de la machine sera conservé lors des décalages.

Nous avons choisi de concevoir un système qui permette un décalage continu entre la pièce et la référence. Cela rend possible l'optimisation - que nous avons détaillée dans le chapitre 3 - de la procédure de multi-retournement.

Par ailleurs, le plateau décaleur étant traversé par la chaîne métrologique il devra garantir la plus grande stabilité de position possible- idéalement quelques nanomètres - de la *partie pivotante* par rapport à la *partie fixe*. Cette stabilité devra être assurée malgré des variations de température.

### 3.9.2. Solutions existantes

On cherche en premier lieu à obtenir une grande stabilité de position. Cela conduit à envisager une liaison isostatique entre les deux pièces à décaler. En effet, la présence d'efforts non maîtrisés pourrait être à l'origine d'instabilités de position.

Cette réflexion emmène à écarter les solutions de type roulement à billes. En effet, dans un roulement à billes la bague extérieure est reliée à la bague intérieure de manière hyperstatique. L'effet de variation de température ou de légers chocs pourrait faire varier la répartition des efforts. Cela pourrait créer un déplacement de la bague intérieure par rapport à la bague extérieure.

Cette réflexion conduit naturellement à s'orienter vers une liaison isostatique classique constituée de 3 billes posées dans 3 rainures en V. Pour rendre possible un décalage il suffit de créer une répétition circulaire des 3 rainures en V. Le schéma de la Figure 123 décrit cette solution.

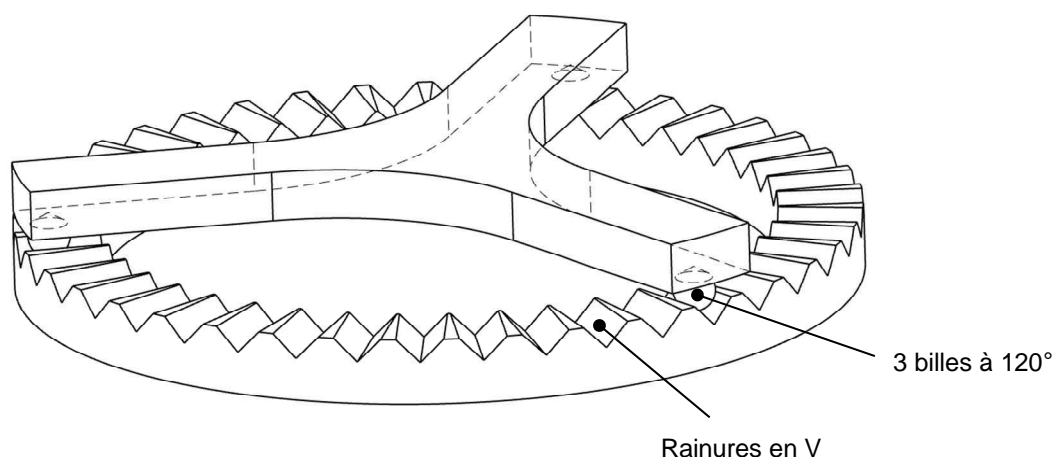


Figure 123: liaison isostatique pour un plateau décaleur



Cette solution présente plusieurs avantages. La liaison entre les deux pièces à décaler est parfaitement isostatique ce qui permet de garantir une certaine stabilité de position. La coaxialité des deux pièces à décaler est bien respectée. Enfin la réalisation de cette liaison est relativement simple.

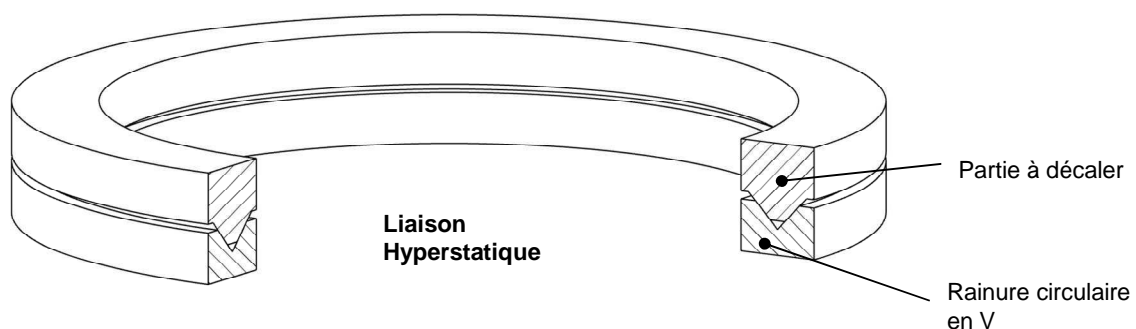
La mise en œuvre d'un tel plateau soulève pourtant plusieurs problèmes :

- Bien qu'il soit possible d'augmenter le nombre de rainures et de diminuer la taille des billes, le nombre de positions de décalage sera toujours limité.
- Pour décaler le plateau supérieur il est nécessaire de le soulever et de le reposer. L'opération n'est pas aisée à mettre en œuvre et peut être à l'origine de chocs.

### 3.9.3. Solution développée

Pour ces raisons on choisit de développer une solution originale autorisant un décalage angulaire continu sur  $360^\circ$  tout en évitant le soulèvement du plateau supérieur. Cette solution devra conserver l'isostatisme de la liaison et garantir la coaxialité des pièces à décaler.

L'idée fondamentale de la solution développée est de mettre en œuvre une glissière circulaire. Une glissière circulaire élémentaire est représentée sur la Figure 124. Cette solution présente l'avantage de permettre la réalisation d'un décalage angulaire continu et de conserver la coaxialité des deux pièces à décaler. En revanche une liaison ainsi réalisée serait hyperstatique. Pour cette raison la suite de ce paragraphe va décrire les concepts mis en œuvre pour rendre cette glissière isostatique.



*Figure 124: glissière circulaire*

L'hyperstatisme de la liaison précédemment décrite a plusieurs origines: La première est le défaut de forme des surfaces de contact. Il est en effet en pratique impossible de réaliser des surfaces parfaites. Pour lever cette première source d'hyperstatisme, on prévoit la mise en œuvre de 3 liaisons linéaires annulaires conformément au schéma de la Figure 125.

Dans la pratique ces trois liaisons ne seront pas réalisées par des billes. En effet, la pression de contact serait très importante au niveau des 6 appuis ponctuels entre les billes et la rainure en V. Cela aurait pour effet une dégradation de la surface de contact entre les billes et la glissière. Pour cette raison on mettra en œuvre 6 appuis « pseudo ponctuels ». La conception et la réalisation de ces appuis sera détaillée au paragraphe 3.9.4

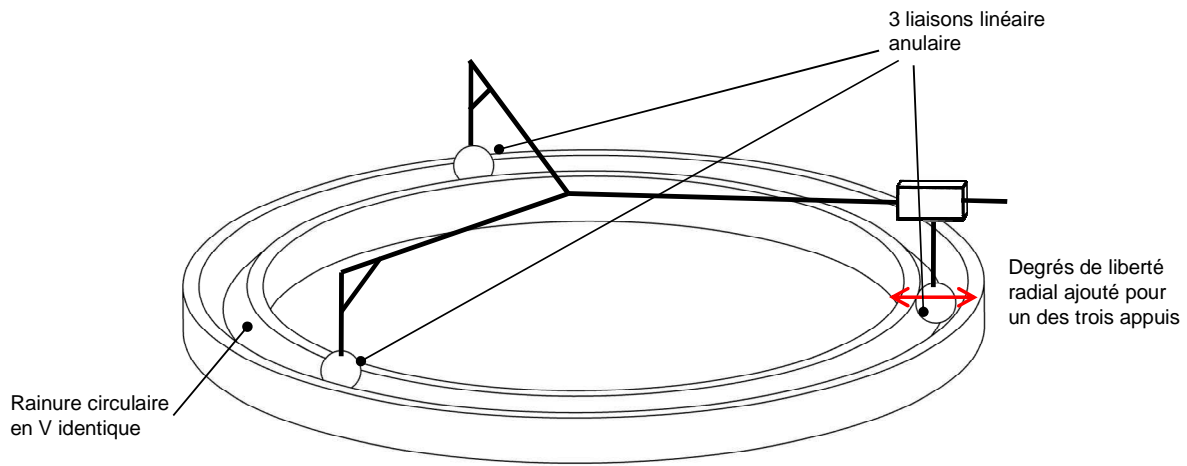


Figure 125: mise en œuvre de 3 liaisons linéaires annulaires

Bien que cette première modification diminue l'hyperstatisme de la liaison décrite sur la Figure 124, la disposition de la Figure 125 ne permet pas d'assurer un posage parfaitement isostatique. En effet pour des raisons de défaut de forme obtenu lors de l'usinage ou de variation de température le diamètre du cercle passant par le centre des 3 billes n'est pas nécessairement égal au diamètre de la rainure circulaire

Pour ces raisons on pourrait décider d'ajouter un degré de liberté radial pour l'une des billes. Cela permettrait de compenser les variations de diamètre. Cette solution n'est pas acceptable car dans ce cas le centrage de la pièce n'est plus assuré. En outre, cette solution rompt la symétrie axiale de l'ensemble.

Nous avons par conséquent décidé d'autoriser la translation radiale des trois appuis. Le problème qui se pose alors est le nombre trop important de mobilités ajoutées : la position de la pièce à décaler n'est plus définie.

Pour remédier à ce problème nous avons conçu un système de couplage des déplacements radiaux des appuis qui permet d'assurer une translation radiale simultanée des 3 pieds. Le principe de ce couplage est présenté sur la Figure 126. Chaque *appui* est relié à l'*anneau de couplage* par l'intermédiaire d'une bielle de couplage. L'*anneau de couplage* est lié à la pièce supérieure par une liaison pivot. Cette liaison pivot - réalisée grâce à des articulations flexibles- est décrite en détail au paragraphe 3.9.4. Les *bielles de couplage* ne sont pas orientées radialement de telle sorte qu'une translation de l'*appui* a pour conséquence une rotation de l'*anneau de couplage*. La rotation de l'*anneau de couplage* a pour conséquence la translation radiale des deux autres *appuis*.

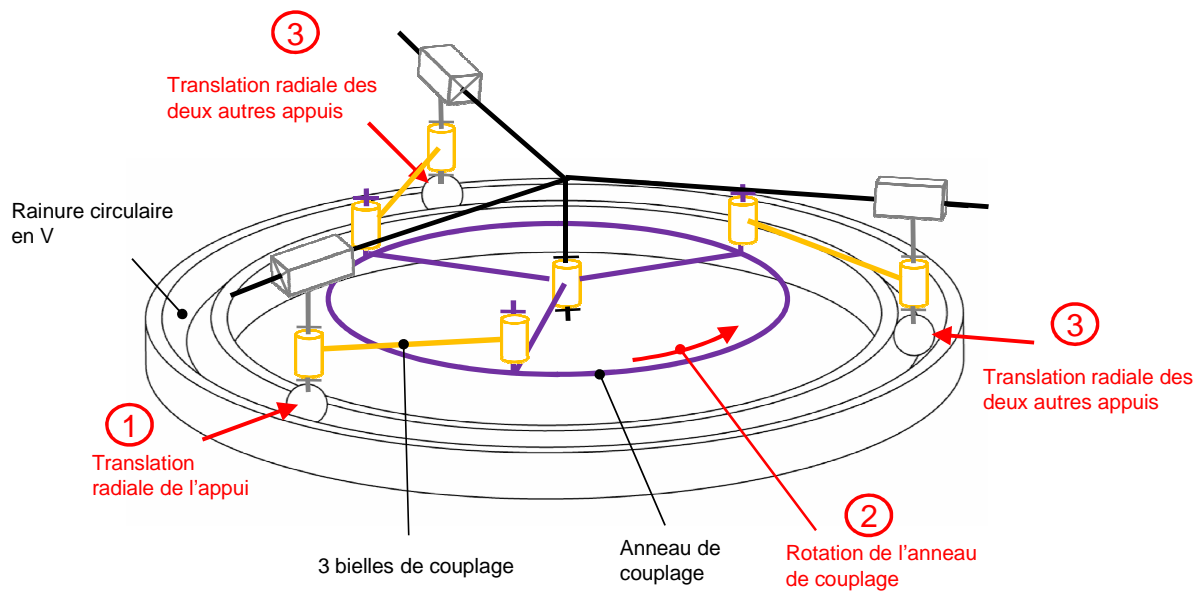


Figure 126: couplage des déplacements radiaux des appuis

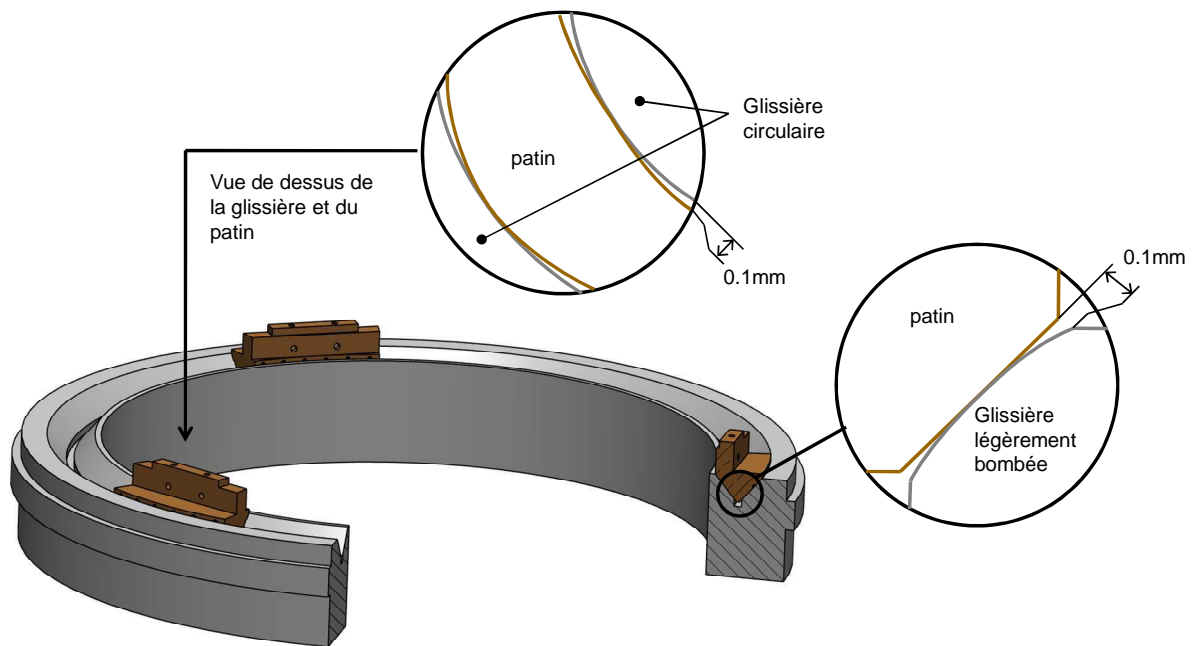
L'architecture du décaleur telle qu'elle a été précédemment décrite permet de remplir tous les objectifs visés. Il est possible d'effectuer un décalage angulaire continu entre les deux pièces. En outre, la liaison entre les deux pièces est parfaitement isostatique grâce à la forme des surfaces en contact et aux translations radiales couplées de chaque appui. La coaxialité entre les deux pièces à décaler est maintenue et l'architecture est parfaitement symétrique.

### 3.9.4. Réalisation technologique du décaleur

#### Conception des appuis

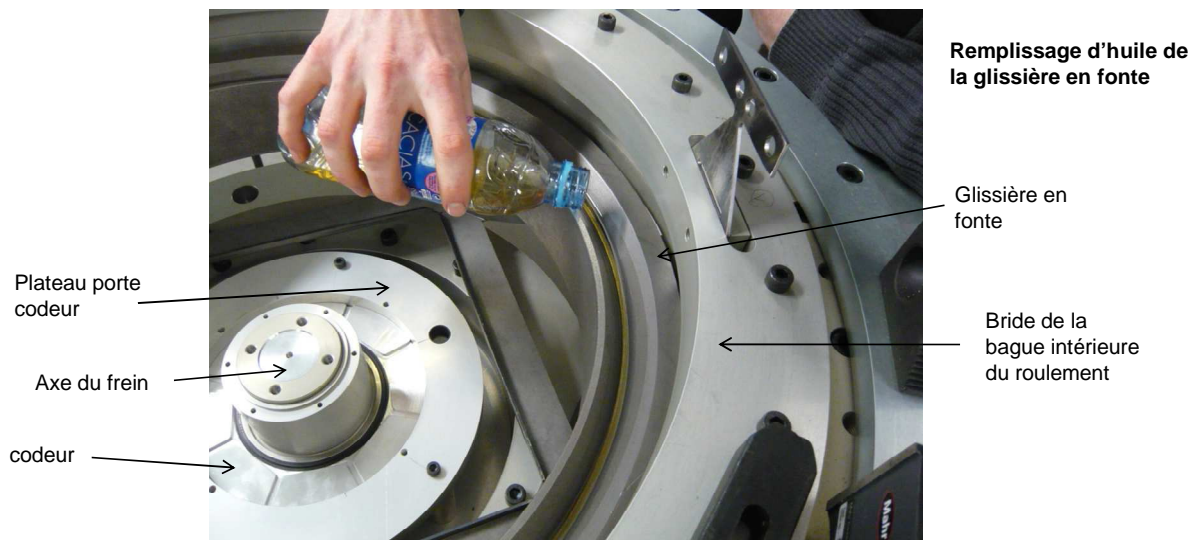
On cherche à reproduire une liaison linéaire annulaire sans introduire de contact ponctuel. Cela permettra d'éviter une dégradation des surfaces qui pourrait être une source d'instabilité. On cherche cependant à autoriser les mêmes degrés de liberté que dans le cas d'une liaison ponctuelle.

Le schéma de la Figure 127 présente la solution adoptée pour définir les deux zones de contact entre le patin et la glissière. D'une part le profil de la glissière est légèrement bombé. Cela garantit que les zones de contact entre le patin et la glissière seront localisées au milieu de la hauteur du patin. D'autre part, sur le schéma en vue de dessus, la courbure du patin est plus prononcée à l'extérieur, et elle est plus faible à l'intérieur que celle de la glissière. Cela garantit que les zones de contact seront situées au milieu de la longueur du patin. En résumé, les zones de contact entre le patin et la glissière seront situées sur le milieu des deux faces du patin.



*Figure 127: conception des patins du plateau décaleur*

Afin de réduire au minimum les frottements entre les patins et la glissière, les patins sont réalisés en bronze et la glissière est réalisée en fonte. La rainure en V est remplie d'huile. La Figure 128 présente le remplissage d'huile de la glissière en fonte conçue et réalisée. Lors du déplacement des patins dans la glissière un film d'huile va se créer sous le patin ce qui permettra de diminuer les frottements et d'éviter les risques de grippage.

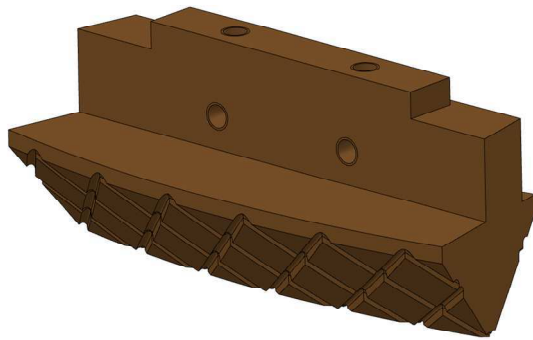


*Figure 128: remplissage d'huile de la glissière en fonte*

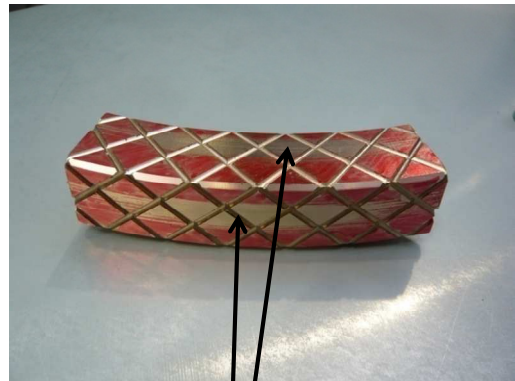
Un fois le patin immobile un certain temps est nécessaire pour l'évacuation du film d'huile. Durant ce temps la position du patin dans la rainure n'est pas stable. On cherche donc à

réduire ce temps au minimum. Pour évacuer le film d'huile plus rapidement on usine des *rainures de drainage* à la surface du patin.

Le schéma de la Figure 129 présente la conception du patin ainsi que sa réalisation. Afin de vérifier que les zones de contact sont bien localisées au milieu des faces latérales des patins, on colore chaque face. Après déplacement dans la glissière on vérifie bien que seul le centre des faces latérales était bien en contact avec la glissière.



Conception du patin

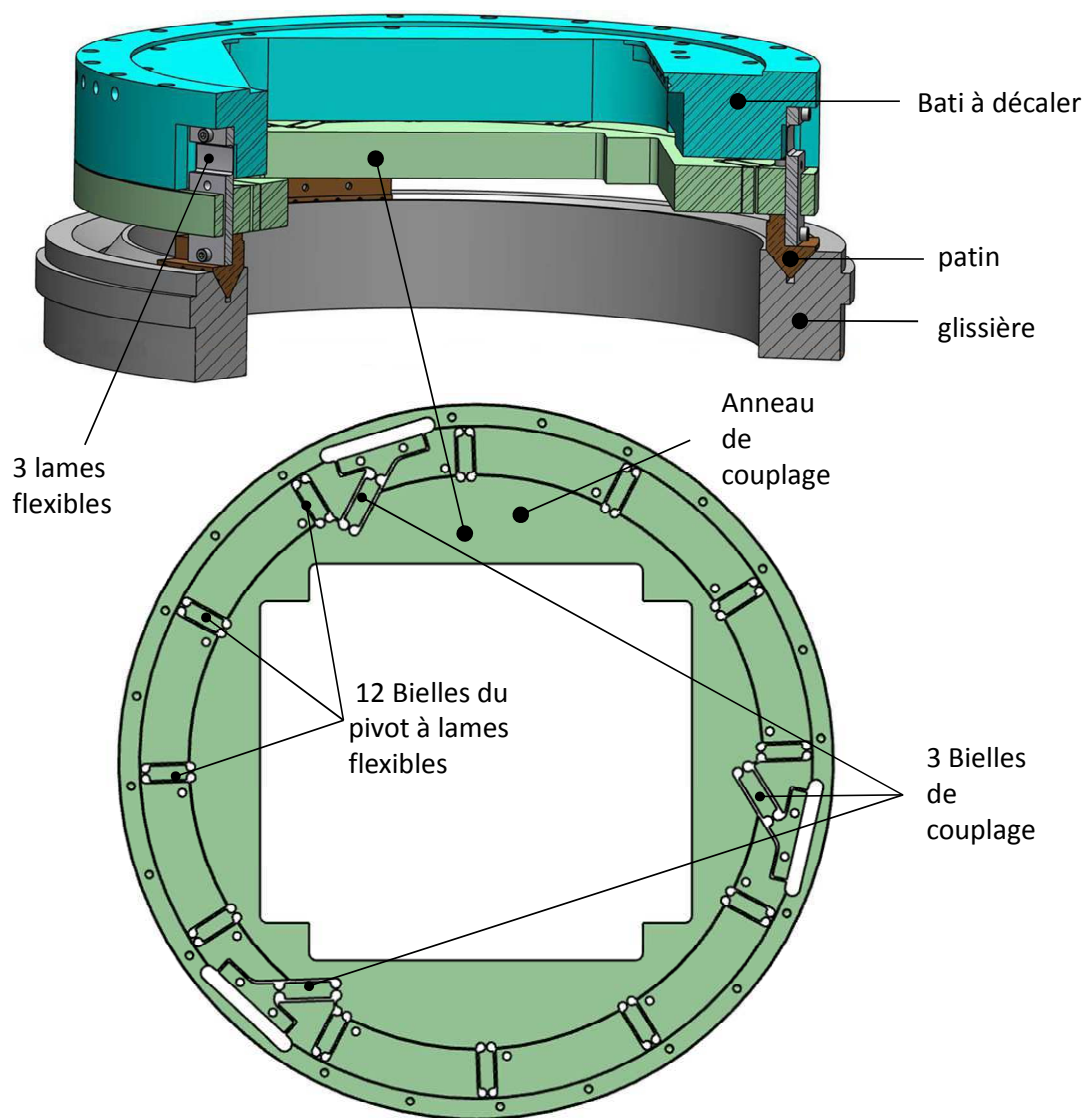


Zone de contact entre le patin et la glissière

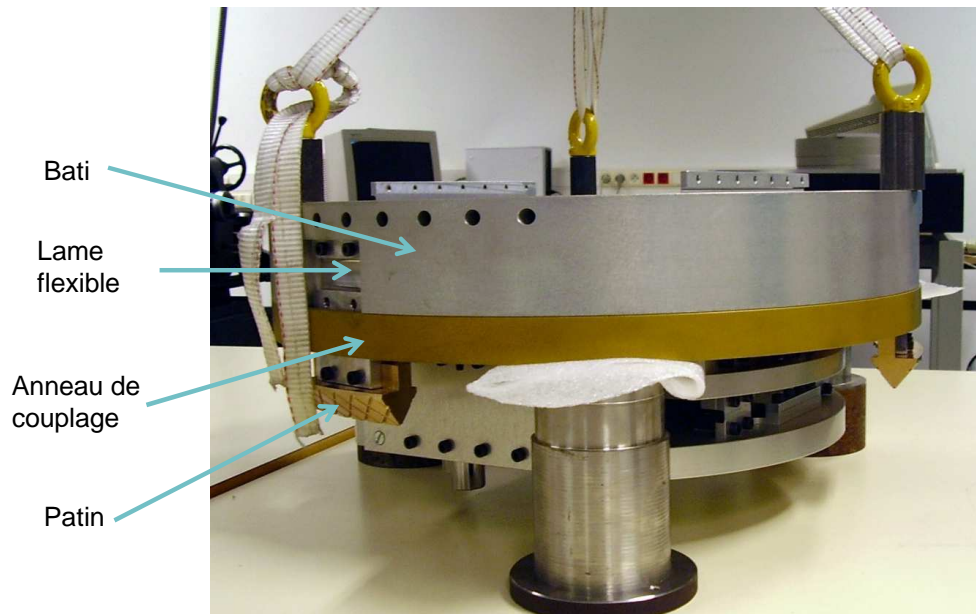
*Figure 129: zone de contact entre le patin et la glissière*

La Figure 130 présente la conception détaillée du système de décalage. La Figure 131 présente la réalisation du système de décalage. Cette conception est basée sur les principes exposés sur le schéma cinématique de la Figure 126. Les déplacements radiaux des patins sont autorisés grâce à la mise en place de 3 lames flexibles.

Le couplage des trois translations radiales des patins est assuré par une seule et même pièce. La liaison pivot entre la pièce à décaler et l'anneau de couplage est réalisée par un ensemble de 12 bielles flexibles positionnées radialement. Les découpes sur la pièce de couplage sont réalisées par un procédé d'électroérosion à fil.



*Figure 130: vue d'ensemble du système de décalage angulaire*

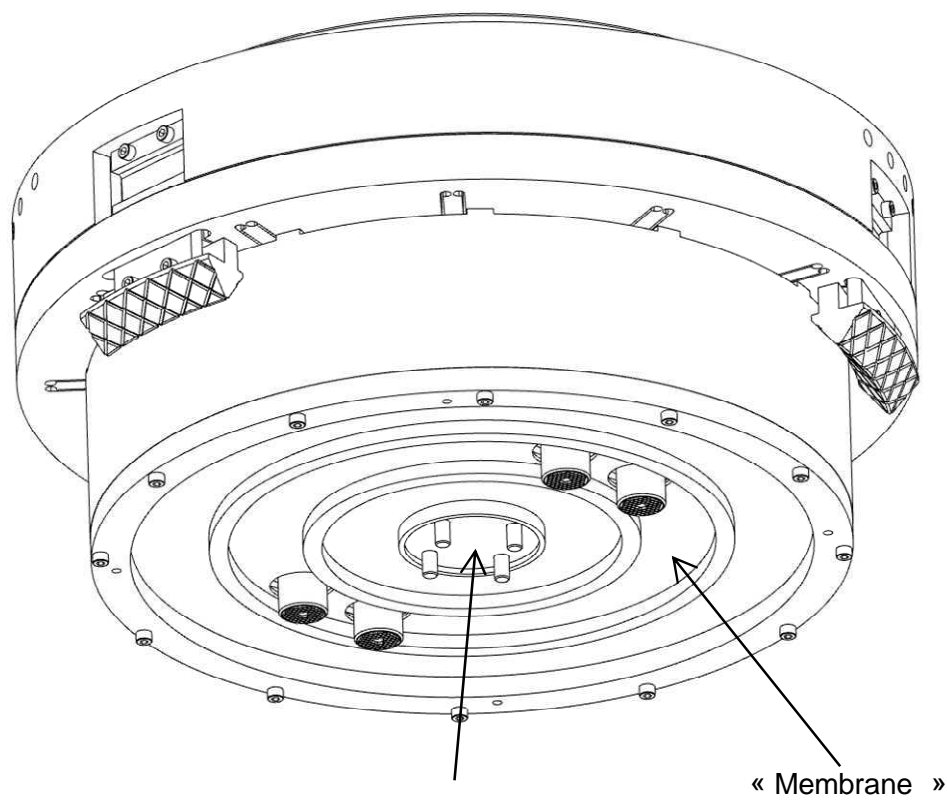


*Figure 131: réalisation de système de couplage intégré au dégauchisseur*

### **3.9.5. Actionnement du décalage**

Pour réaliser le décalage, nous avons choisi de ne pas ajouter de moteur. Le décalage est réalisé simplement par freinage du dégauchisseur associé à la rotation de la glissière en fonte. Le freinage du dégauchisseur est réalisé à partir du fond du bâti désigné par le terme de « membrane » sur la Figure 132. Un axe est fixé à la membrane et cet axe est relié à un frein par apport de courant situé à l'étage inférieur de la machine. La disposition du frein et de l'axe est détaillée au paragraphe 3.14.





*Figure 132: freinage du dégauchisseur*



### 3.10. Guidage en translation

L'objectif du guidage en translation est d'assurer la translation verticale de l'ensemble porte capteurs par rapport au cylindre à mesurer. Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale.

- l'axe de la translation doit être colinéaire à l'axe du roulement .D'une part cela permettra d'utiliser les capteurs pièce et référence sur une course limitée ; l'incertitude de mesure liée à leurs erreurs de linéarité sera de cette manière réduite. D'autre part cela permettra de limiter les variations de valeurs de déport liées à la translation verticale.
- De manière générale on vise une grande rigidité afin de réduire les déformations de la structure.
- On cherche à permettre l'inclinaison du porte capteur afin de pouvoir étalonner la hauteur séparant les 2 rangées de capteurs capacitifs

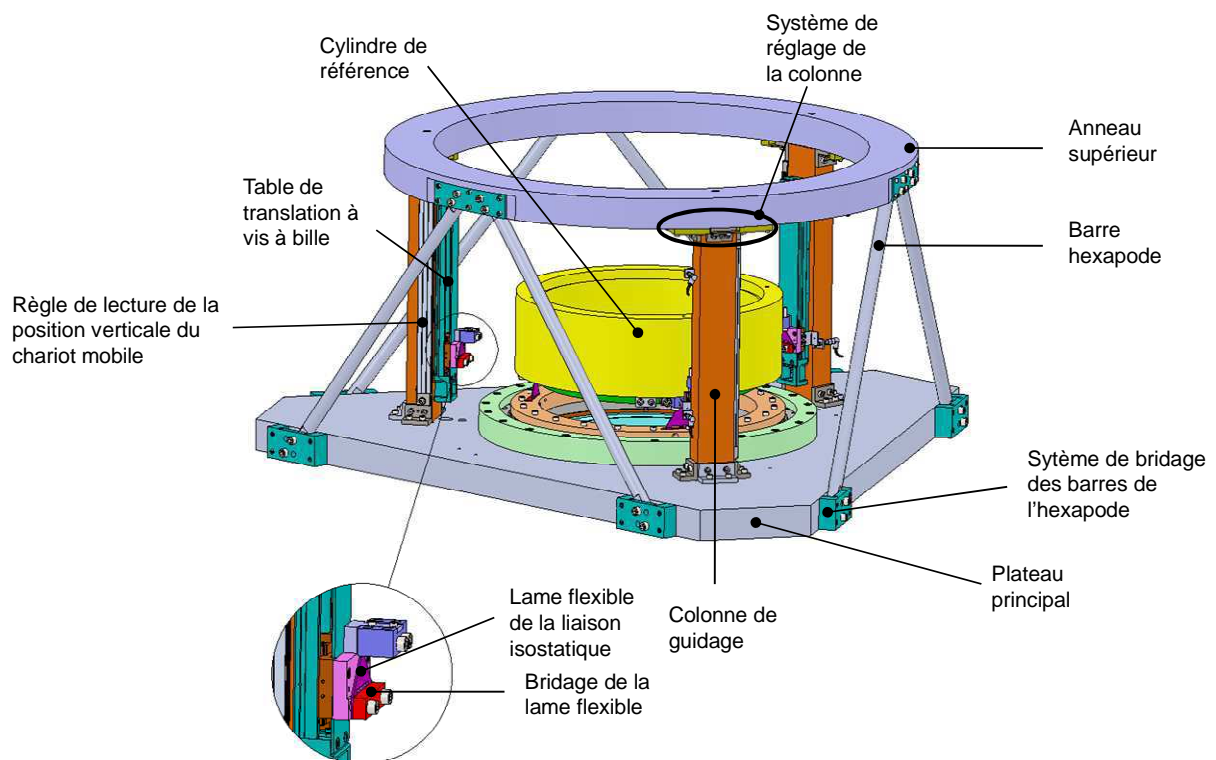


Figure 133: conception détaillée du module de translation

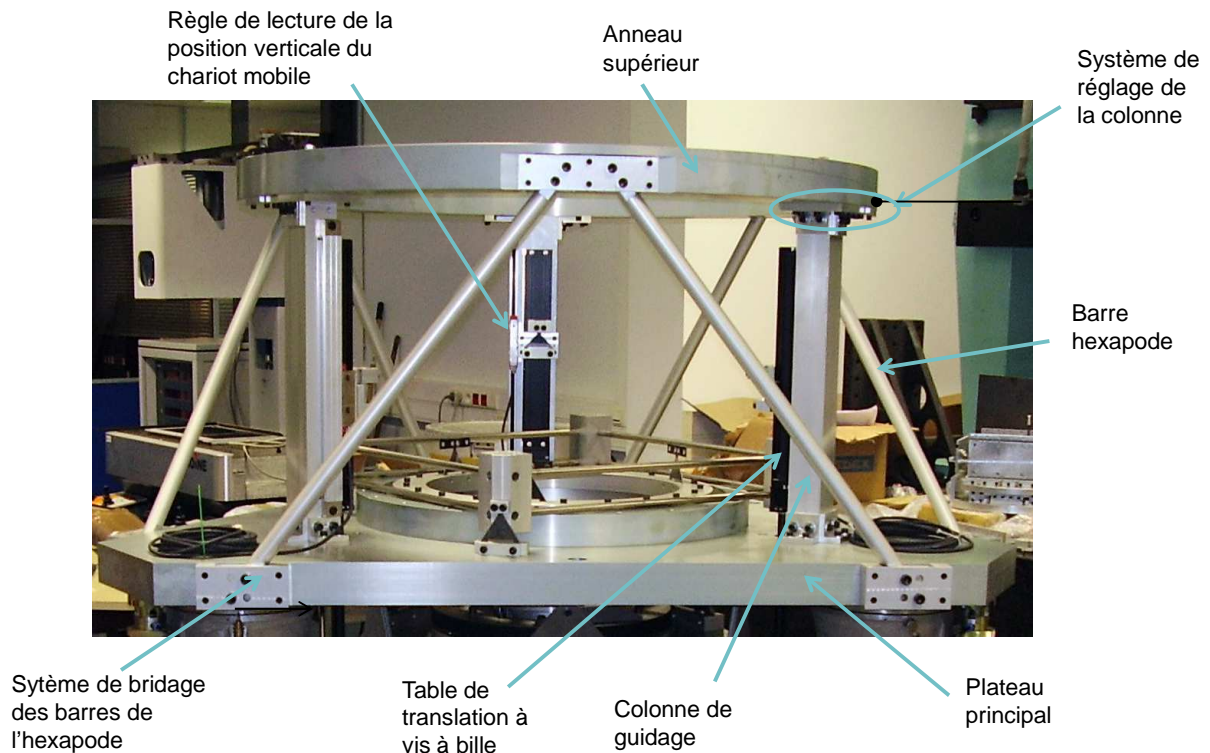


Figure 134: réalisation du module de translation

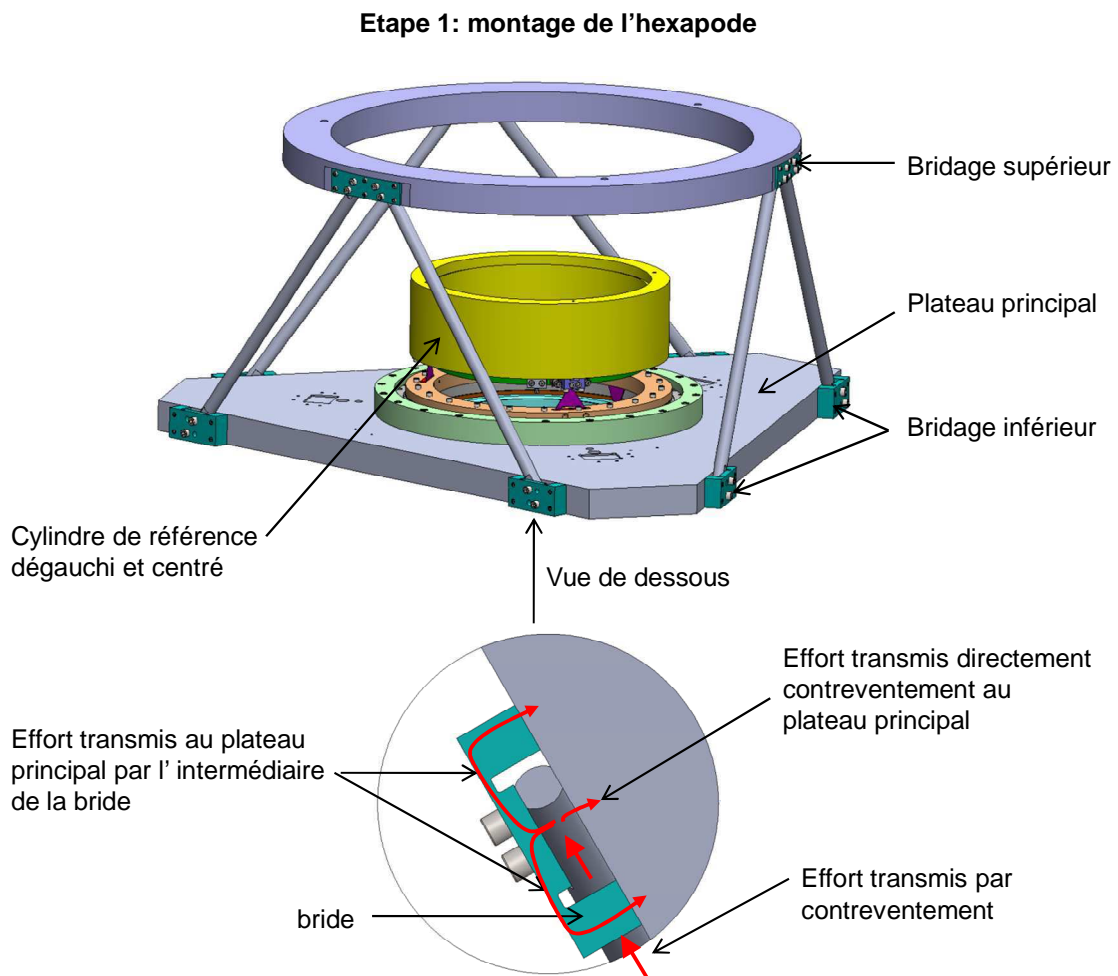
Le schéma de la Figure 133 décrit la conception détaillée du module de translation et la réalisation du module de translation. Le module porte capteur est doté d'un mouvement de translation verticale réalisé par trois tables à vis sans couplage mécanique ; le couplage des 3 translations est assuré numériquement par la commande numérique de la machine. L'asservissement de la position du chariot mobile des tables est réalisé à partir des valeurs fournies par des règles de mesure fixées sur le coté des tables. Chacune des trois tables à vis est fixées sur une colonne verticale représentée en orange sur la Figure 133. Afin d'augmenter la rigidité latérale, chacune de ces trois colonnes vient s'appuyer à travers l'anneau supérieure, sur une structure à 6 barres de type « hexapode ». Sur chaque chariot mobile des tables à vis, une lame flexible a été fixée. L'ensemble porte capteur prendra appuie sur ces trois lames. Cette disposition permet de reproduire la liaison isostatique décrite au paragraphe 3.2.

Nous avons conçu ce module pour qu'il réponde aux objectifs posés au début de ce paragraphe.

La première problématique était de rendre colinéaire l'axe de la translation avec l'axe du roulement. Afin de régler le parallélisme de l'axe du mouvement propre à chaque table à vis et l'axe du roulement, nous avons conçu un système de mesure de l'axe du mouvement des tables, associé à un système de réglage de la position des colonnes. Ces deux éléments sont décrits sur la Figure 136.

La procédure de montage et de réglage se décompose en deux étapes décrites sur la Figure 135 et sur la Figure 136. Avant de débiter le montage du module de translation, le cylindre de référence a été monté, centré et dégauchi par rapport à l'axe du roulement.

La première étape - présentée sur la Figure 135 - consiste à mettre en place la structure de type hexapode. Nous avons choisi ce type de structure pour sa rigidité et pour conserver l'accès au centre de la machine. Une disposition particulière a été prise au niveau de la fixation des 6 pieds de l'hexapode. Les brides mises en place permettent de transférer les efforts des barres au plateau principal sans solliciter les barres en flexion. Cela permet d'augmenter la rigidité de l'ensemble. Une disposition similaire a été prise pour fixer les barres à l'anneau supérieur.



*Figure 135: mise en place de l'hexapode*

La deuxième étape est décrite sur la Figure 136. Dans un premier temps la colonne qui supporte la table à vis est mise en place. 3 équerres permettent de fixer la base de la colonne au plateau principal. A ce stade, le haut de la colonne n'est pas en contact avec l'anneau supérieur.

## Etape 2: montage et réglage des colonnes

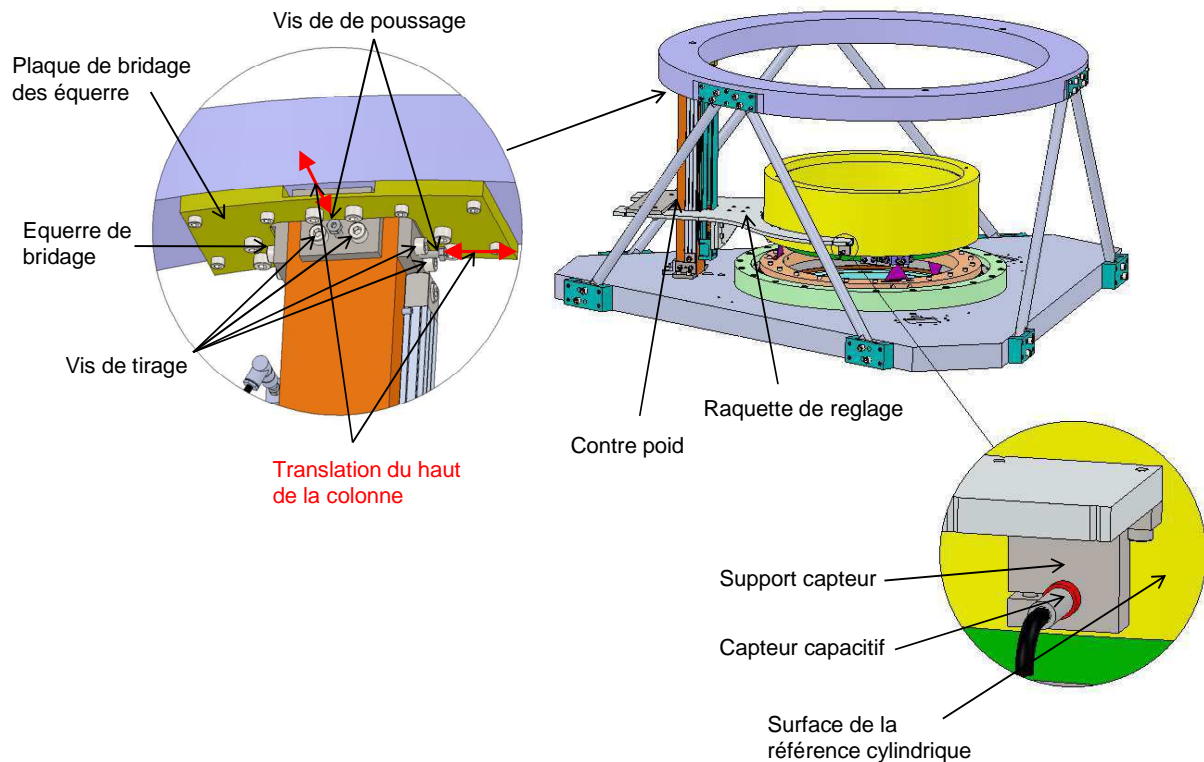


Figure 136: méthode de réglage des colonnes

Dans un deuxième temps on fixe sur le chariot mobile de la table à vis la raquette de réglage. Ce système permet de repérer –par l’intermédiaire de 3 capteurs capacitifs– la position relative du chariot mobile par rapport au cylindre de référence. Nous avons pris soin de placer un contre poids à l’arrière de la raquette de réglage afin d’éviter l’introduction d’un couple sur le chariot de la table à vis.

L’actionnement des tables à vis permet de constater l’inclinaison de l’axe de la table par rapport à l’axe du cylindre de référence. Le réglage du parallélisme des mouvements des tables par rapport à l’axe du roulement se fait ainsi par l’intermédiaire du cylindre de référence préalablement dégauchi et centré par rapport à l’axe du roulement. Ce réglage se fait en actionnant les vis de poussage et de tirage représentées sur la Figure 136. Ces vis permettent de translater le haut de la colonne dans deux directions perpendiculaires. La colonne étant fixée à sa base, la translation de son extrémité haute a bien pour effet de l’incliner. Une fois le réglage effectué, l’équerre de bridage permet de fixer la position de la colonne. Après avoir effectué le bridage on peut dévisser les vis de poussage sur les deux autres équerres et utiliser ces deux équerres pour compléter la fixation de la colonne.

L’opération doit être répétée pour les deux autres colonnes. Cette procédure permet d’aboutir à la réalisation complète présentée sur la Figure 133.

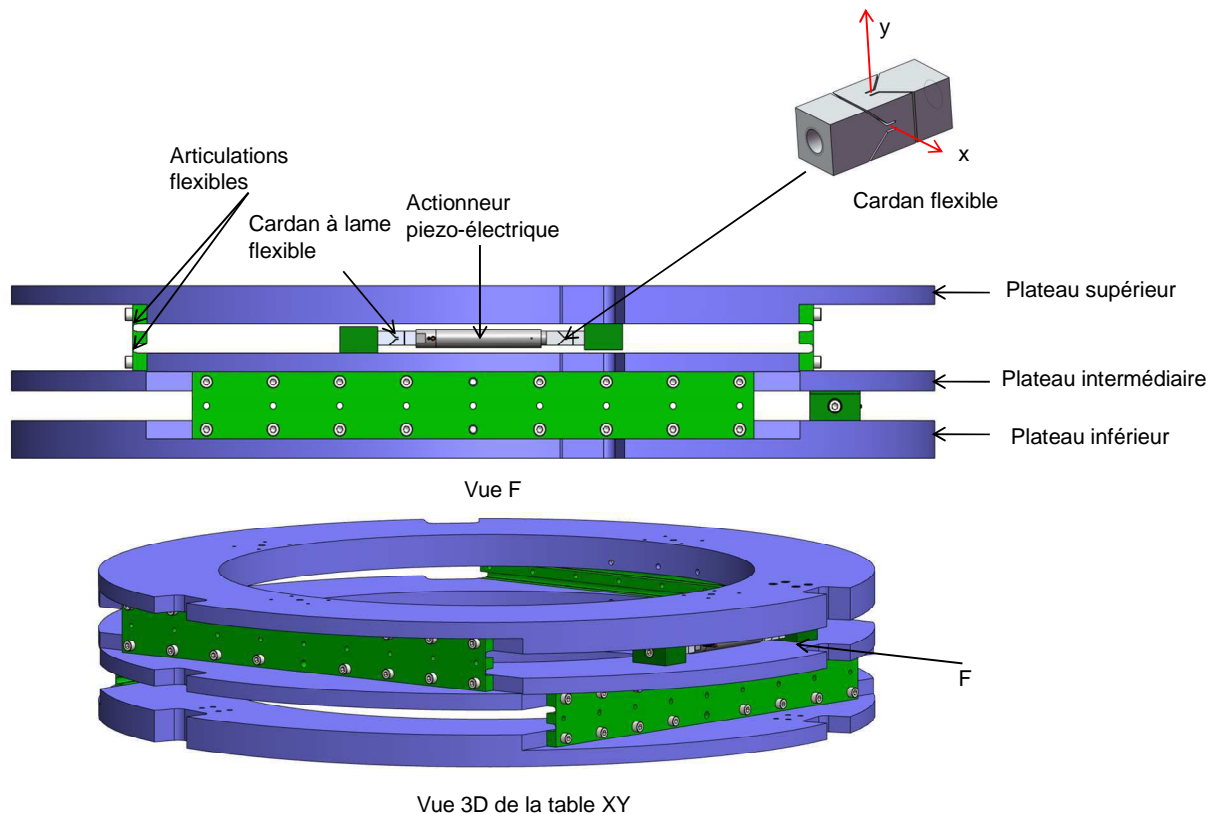
### 3.11. Table de translation XY

L'objectif de la table de translation est de générer deux mouvements rectilignes dans un même plan sur une course de 80µm chacun en vue d'étalonner les capteurs capacitifs. Les directions de ces deux mouvements doivent être orthogonales. La table XY s'appuie sur les trois chariots des tables de translation verticale.

Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale.

- Les mouvements générés doivent être réalisés dans l'axe des capteurs capacitif à étalonner. Les caractéristiques de ces mouvements de translation doivent correspondre aux conditions d'utilisation du capteur capacitif. Les défauts du mouvement de translation ne doivent pas modifier la mesure capacitive lors de l'étalonnage.
- Il doit être possible de générer des mouvements de faibles amplitudes. En effet, la table de translation doit permettre l'alignement du capteur de mesure avec la pièce à mesurer.
- La table doit laisser, pour des raisons de maintenance le passage libre pour le chargement des pièces à mesurer et pour le retrait des éléments placés au centre de la machine. En particulier, il doit être possible de retirer par le dessus de la machine, le dégauchisseur centreur ainsi que l'ensemble porte capteurs et la référence.

La Figure 137 présente la conception détaillée de la table XY. La vue F présente une vue de profil de la table XY. Cette conception reprend l'architecture de la table de translation du chapitre 4.



*Figure 137: conception détaillée de la table de translation*

Le mouvement de grande qualité est obtenu par l'utilisation d'articulations flexibles. Ce type d'articulation a déjà été présenté dans le cas du plateau dégauchisseur centreur. La mise en œuvre de 4 articulations flexibles réparties sur deux lames diamétralement opposées – visible sur la vue F - permet de former une structure de type parallélogramme déformable. La structure de parallélogramme est répétée à l'identique à  $90^\circ$  afin d'obtenir les deux translations orthogonales.

Les deux translations sont commandées par deux actionneurs piézoélectriques. Ce type d'actionneur se présente sous la forme d'un cylindre visible sur la Figure 137. Ces actionneurs possèdent une course de  $90\mu\text{m}$ . Ils sont capables de produire une force de poussée de 3000 N et une force en traction de 700N. Suivant les données fournies par le constructeur de ce type de matériel, il faut solliciter ces actionneurs uniquement en traction compression. Pour satisfaire à cette exigence, nous avons rajouté des cardans flexibles à chaque extrémité des actionneurs piézoélectriques.

Ces cardans sont présentés sur la Figure 137. Les découpes - réalisées par un procédé d'électroérosion à fil - permettent de créer deux amincissements de matière. Ces deux amincissements orientés à  $90^\circ$  autorisent deux rotations suivant les axes x et y. Ces deux rotations d'axe x et y concourants constituent la fonction cardan recherchée.

Afin de pouvoir placer les pièces à mesurer sur le plateau porte pièce du dégauchisseur centreur, il est nécessaire de conserver un accès par le haut de la machine. Cet accès doit aussi permettre de retirer la référence, le plateau dégauchisseur centreur, ainsi que l'ensemble porte

capteur pour effectuer des opérations de maintenances. Cela impose une large ouverture au centre de la table de translation. La présence de cet évidement ne permet plus de positionner les actionneurs piézoélectriques au centre de la table. Nous les avons donc placé sur le coté. Cette disposition conduit à solliciter la table en torsion. Afin d'éviter la rotation relative des plateaux suite à cette sollicitation, nous avons mis en œuvre des lame flexible –en vert sur la de 590mm de long. Le choix de mettre en œuvre des lames flexibles de grandes dimensions confère à l'ensemble une rigidité importante en torsion. Cela permet de conserver une grande rectitude de la translation.

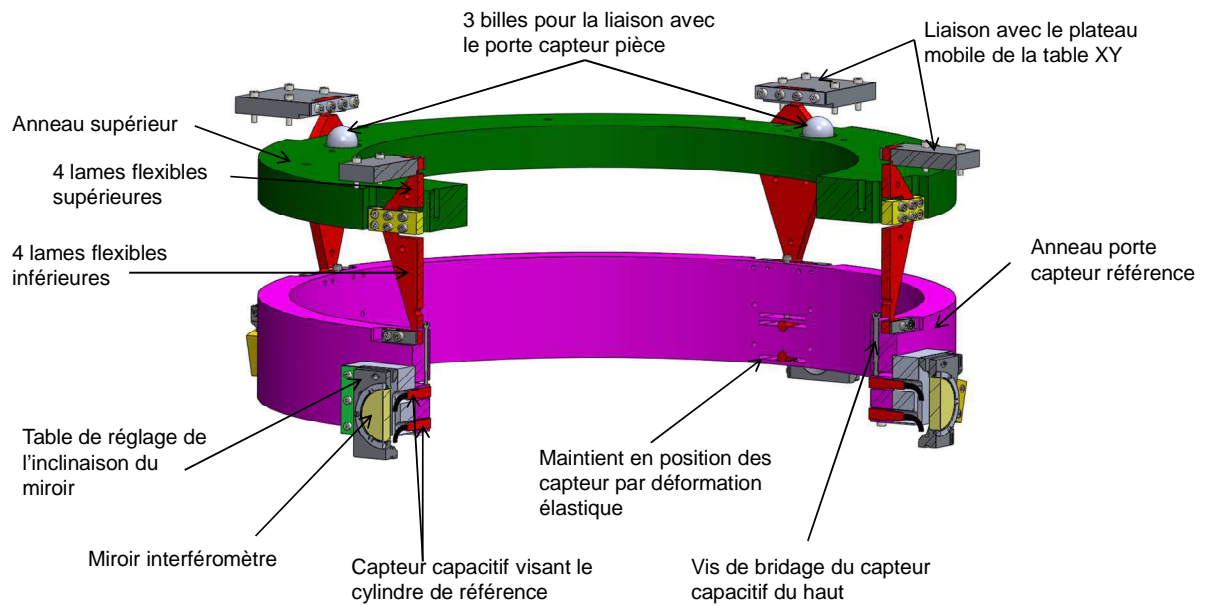
### **3.12. Ensemble porte capteur pièce de qualification et porte capteur cylindre de référence**

L'objectif de ces deux modules est de maintenir en position l'ensemble des capteurs capacitifs utilisés sur la machine. Le cylindre de référence est suivi par 8 capteurs répartis sur deux étages. La pièce de qualification est suivie par 4 capteurs. Plusieurs contraintes sont attachées à cette fonction principale.

- Le module porte capteur pièce de qualification est utilisé lors des phases d'étalonnage de la machine. Les mesures de pièces seront réalisées à l'aide d'un autre module porte capteur qui pourra être changé en fonction de la taille des pièces. Le sujet traité dans le présent manuscrit se limite au porte capteur pièce de qualification. Malgré cela nous avons choisi de faciliter le développement futur du porte capteur pièce à mesurer. Pour cela nous posons la contrainte suivante : le module porte capteur pièce de qualification doit être « aisément remplaçable » par un module porte capteur pièce à mesurer.
- Pour aligner le capteur pièce avec la pièce à mesurer nous prévoyons la conception d'un banc de pré réglage. Ce banc permettra de réaliser un premier réglage de la position du capteur pièce à l'extérieur de la machine ce qui présente l'avantage d'une meilleure accessibilité. Une fois le capteur pré réglé, le module sera monté sur la machine. Pour cette raison, il est nécessaire de pouvoir reproduire la même mise en position du module porte capteur pièce sur la machine et sur le banc de pré réglage.
- Les deux modules porte capteurs sont traversés par la chaîne métrologique il convient donc de s'assurer de leur indéformabilité.

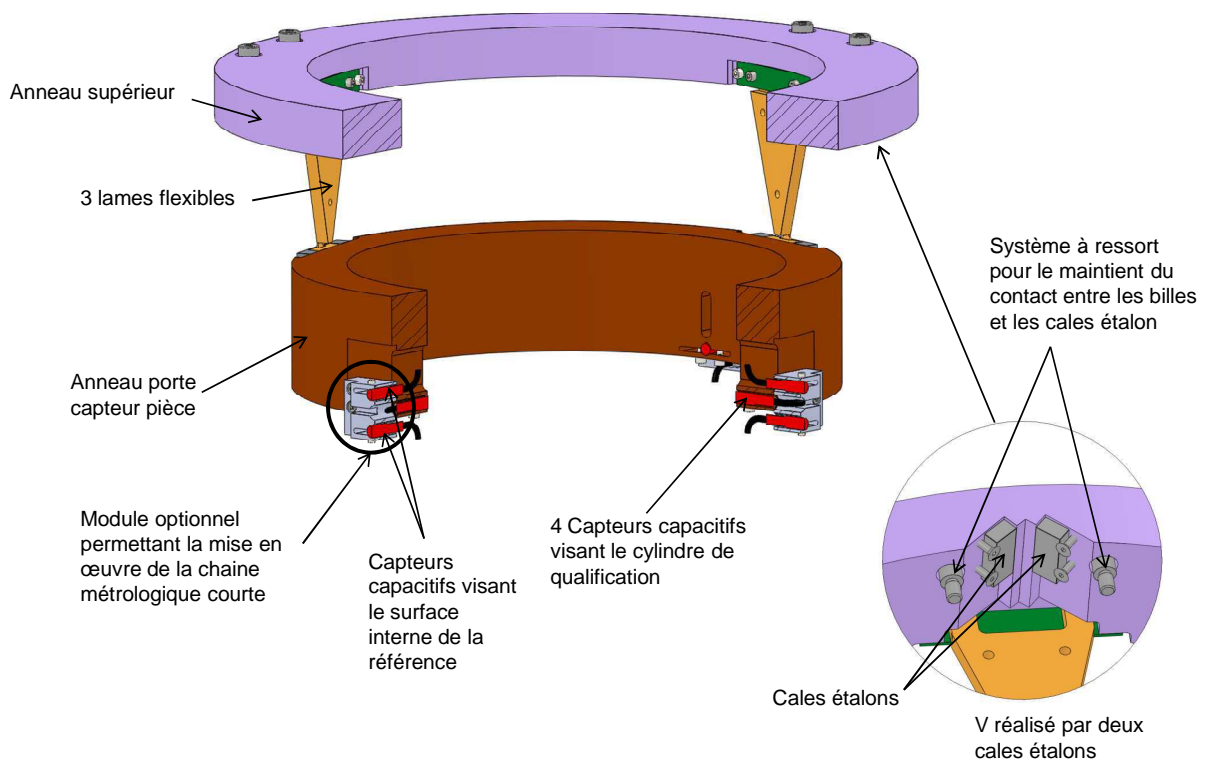
La *Figure 138* présente la conception du module porte capteur cylindre de référence.





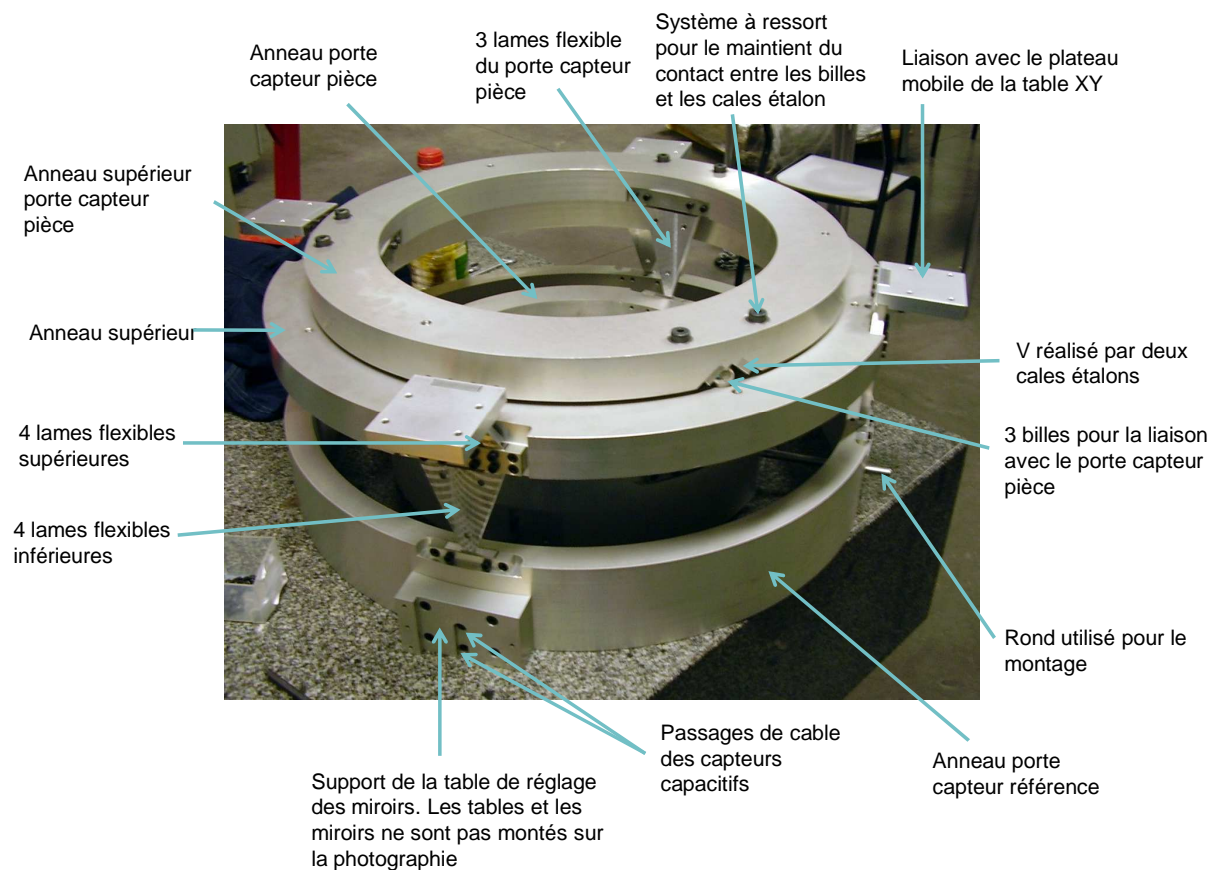
*Figure 138: module porte capteurs référence*

La Figure 139 présente la conception du module porte capteurs pièce de qualification. La Figure 140 présente la réalisation des deux modules.



*Figure 139: module porte capteur pièce de qualification*



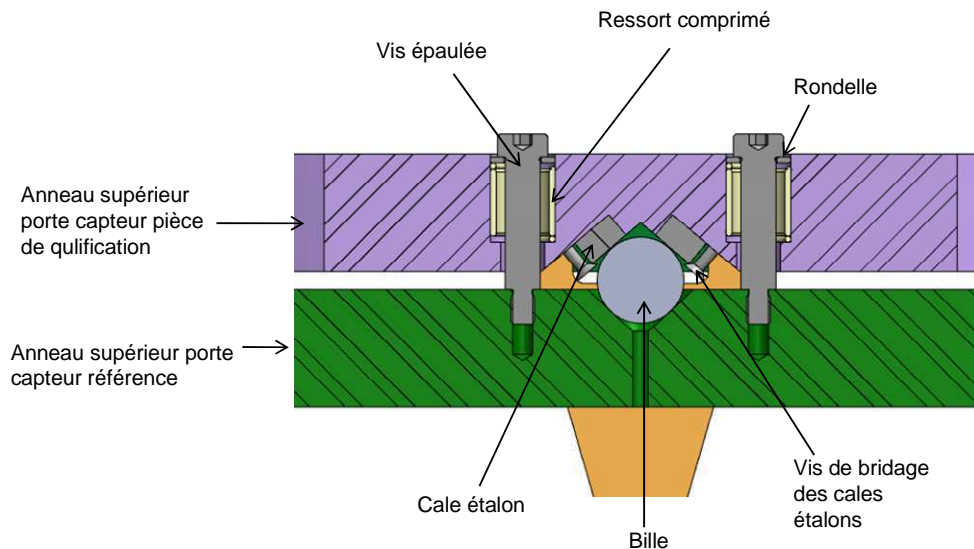


*Figure 140: réalisation des modules porte capteur pièce de qualification et porte capteur cylindre de référence*

Pour permettre l'interchangeabilité des modules capteurs pièce nous avons choisi de mettre en œuvre une liaison composée de 3 billes placées dans 3 rainures en V. Cette disposition constitue un posage isostatique qui permet une grande reproductibilité de la mise en position. Le module porte capteur cylindre de référence est équipé de 3 billes visibles sur la Figure 141. Le module porte capteur pièce de qualification est doté de 3 rainures en V.

Afin d'améliorer la reproductibilité de la mise en position, il faut s'assurer que les surfaces au contact des billes ne seront pas modifiées par les remises en position successives. Les contraintes au niveau du contact quasi-pontuel entre les billes et les surfaces de la rainure sont élevées. Nous avons choisi d'utiliser deux cales étalons – visible sur la Figure 141 – pour former chaque rainure en V.

L'interface qui vient d'être décrite sera reproduite sur les futurs portes capteurs pièce (3 rainures) ainsi que sur le futur banc de préréglage (3 billes).



*Figure 141: posage isostatique et maintien du contact*

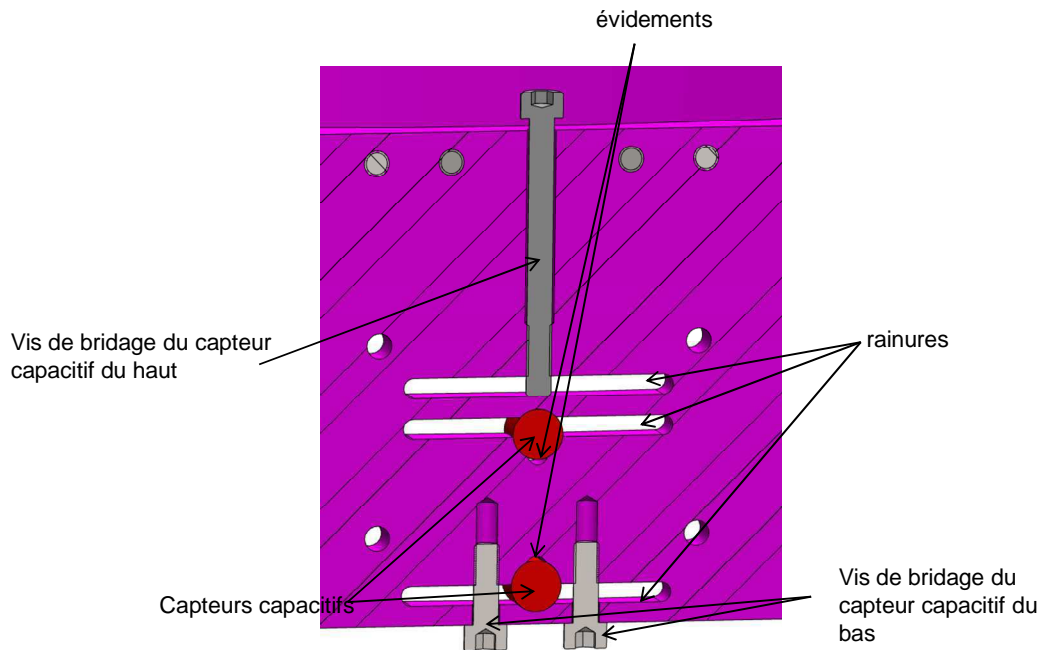
La Figure 141 présente le système utilisé pour assurer que le contact entre les billes et les rainures en V. Deux systèmes à ressort par rainure en V permettent d'imposer un effort de contact par l'intermédiaire d'un ressort de compression.

La deuxième contrainte associée au module porte capteurs était d'assurer leur indéformabilité. Pour répondre à cet impératif, des systèmes de lames flexibles similaires à ceux décrits au paragraphe 3.2 ont été employés.

Sur la Figure 138 l'anneau supérieur du module porte capteur cylindre de référence est fixé à la table XY par l'intermédiaire de 4 lames flexibles. Pour ce module nous avons privilégié la symétrie axiale d'ordre 4 au détriment de l'isostatisme. Cette disposition permet d'éviter de transmettre les déformations de la table XY à l'ensemble porte capteurs. De façon similaire nous avons fixé l'anneau porte capteurs à l'anneau supérieur par l'intermédiaire de 4 lames flexibles.

Sur la nous avons relié l'anneau porte capteur à l'anneau supérieur par l'intermédiaire de 3 lames flexibles. Cela se justifie par le posage du module sur 3 appuis. L'utilisation de 3 lames permet de conserver la symétrie axiale d'ordre 3. Les trois lames permettent de s'assurer que l'anneau porte capteur ne se déformera pas.

Sur la Figure 142 on remarquera le maintien en position des capteurs obtenu par déformation élastique de leur logement. Afin de ne pas déformer les capteurs capacitifs lors de leurs bridages nous avons réalisé un alésage pour chaque capteur. Le diamètre de cet alésage est rendu variable par l'usinage de rainures dont la disposition est présentée sur la Figure 142. L'utilisation de vis permet de réduire le diamètre des alésages, ce qui a pour effet de brider le capteur capacitif. Un serrage ainsi réalisé ne serait pas concentrique, ce qui pourrait ovaliser le capteur. Pour cette raison nous avons prévu des évidements. Cette disposition présente deux avantages : d'une part l'effort de serrage exercé sur les capteurs est plus concentrique, d'autre part on s'affranchit des défauts de forme de l'alésage réalisé.



*Figure 142: maintien en position des capteurs capacitifs*

On remarquera sur la Figure 138 la mise en place des 4 tables réglables permettant d'accueillir les miroirs associés aux interféromètres. Ces 4 tables permettent de régler l'inclinaison des miroirs pour les rendre perpendiculaires aux faisceaux laser.

On remarquera sur la Figure 139 les modules optionnels permettant de réaliser une chaîne métrologique plus courte. Dans ce cas les capteurs visant la référence sont placés sur le porte capteur destiné à la pièce de qualification. Ces capteurs mesurent alors l'intérieur de la référence. Ce choix n'est pas adopté dans la réalisation actuelle de la machine.

### 3.13. Structure support des interféromètres laser

L'objectif de cette structure est de maintenir en position les 4 têtes des interféromètres laser destinés à l'étalonnage des capteurs capacitifs.

Les interféromètres font partie de la chaîne métrologique liée à l'étalonnage des capteurs capacitifs. Pour cette raison, leur position relative par rapport aux capteurs capacitifs doit être maîtrisée. On cherche à s'assurer que la position des interféromètres laser ne changera pas malgré des variations de température et des déformations du plateau principal.

La Figure 143 présente la conception détaillée de la structure à barres qui supporte les têtes des interféromètres laser. La Figure 144 présente la réalisation de cette structure intégrée sur la machine complète.

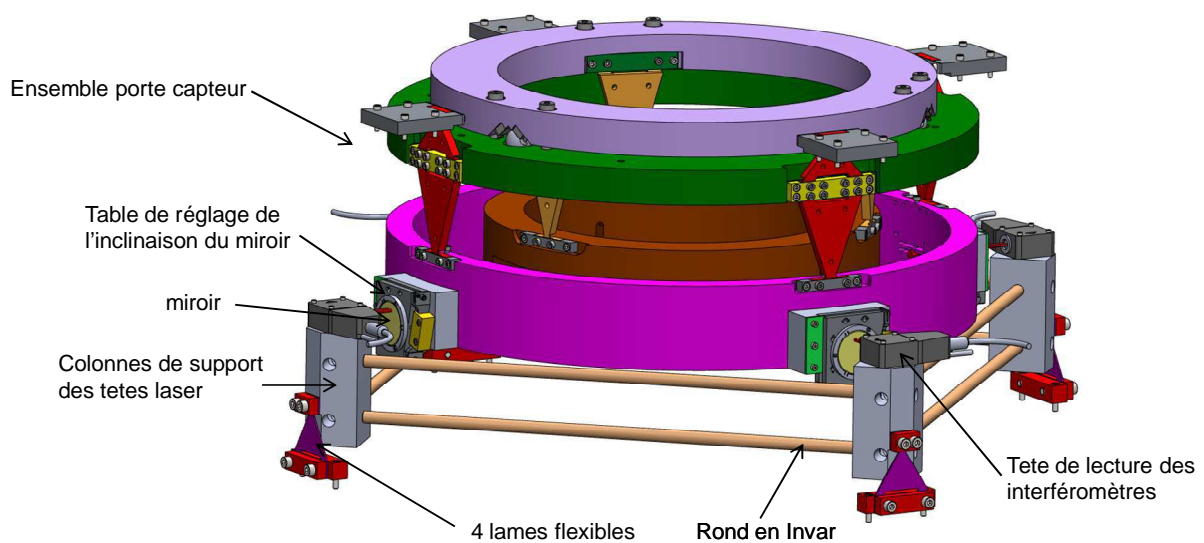


Figure 143: structure support des interféromètres laser

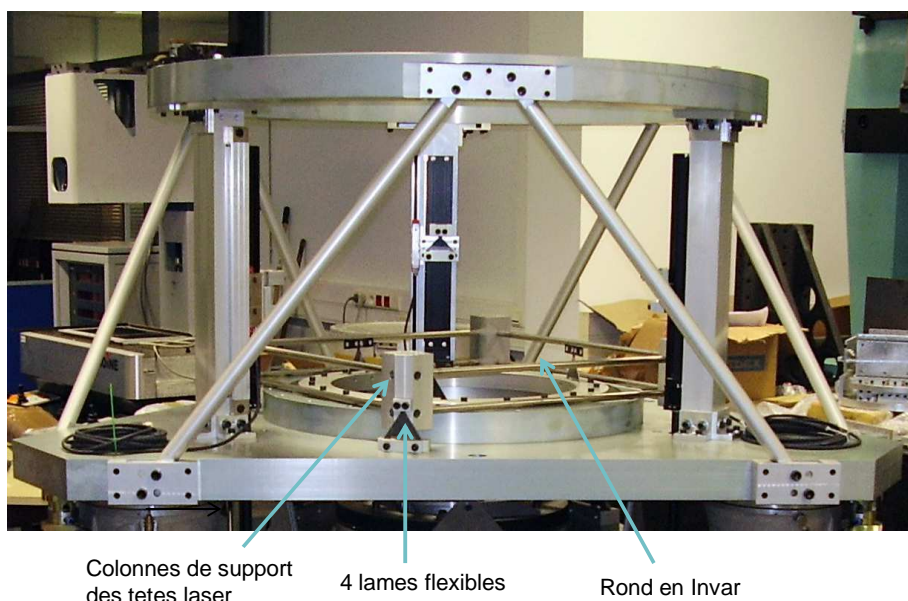


Figure 144: réalisation du module support d'interféromètres

La structure présentée sur la Figure 143 est constituée de 4 colonnes en aluminium reliées par 2 étages de 4 barres en Invar. Les colonnes ne sont pas réalisées en Invar car au vue de leurs dimensions l'effet de leurs dilatations reste négligeable.

Pour assurer une stabilité dimensionnelle de la structure malgré les variations de la température nous avons choisi d'utiliser des matériaux à faible coefficient de dilatation pour les barres. Le Zérodur possède un coefficient de dilation de  $0,05\mu\text{m}/\text{m}/^\circ$ . Celui de l'Invar est de  $1,2\mu\text{m}/\text{m}/^\circ$ . Nous avons choisi d'utiliser de l'Invar pour son bon compromis coût/usinabilité/faible coefficient de dilatation. En effet, même si le Zérodur possède un coefficient de dilatation thermique plus faible il n'est pas adapté à notre application. Sa mise en forme est complexe et son prix élevé.

Pour assurer une bonne stabilité dimensionnelle malgré les déformations du plateau principal, la structure support des têtes laser est fixée par 4 lames. Ces quatre lames permettent un support des 4 colonnes en respectant la symétrie de l'ensemble ; chaque lame est disposée perpendiculairement au laser qu'elle supporte

Cette solution – contrairement à la solution décrite au paragraphe 3.2– n'assure pas une liaison isostatique. Une flexion du plateau principal peut donc entraîner une flexion de la structure de support des lasers. Ce type de déformation n'est pas rédhibitoire dans notre application. En effet, la disposition des lames fait que ce type de déformation n'entraîne qu'une simple translation du faisceau laser de manière tangente au miroir. Ce déplacement n'a pas d'influence sur les valeurs fournies par les interféromètres laser.

### **3.14. Ensemble moteurs et frein**

L'objectif de l'ensemble moteurs et frein est d'assurer l'actionnement des trois axes de translation et de l'axe de rotation ainsi que le freinage en rotation du dégauchisseur.

Les moteurs et le frein sont portés par un plateau triangulaire suspendu au plateau principal par l'intermédiaire d'une liaison isostatique à 3 lames flexibles. Cette disposition évite de déformer le plateau principal de la machine et place ces éléments source de chaleur le plus loin possible de la zone de mesure. Chaque moteur est équipé d'un réducteur. La sortie du réducteur est relié à l'organe entraîné –table de translation ou poulie – par l'intermédiaire d'un double cardan flexible qui compense les défauts d'alignement entre l'axe moteur et l'axe de rotation de l'élément entraîné.



La Figure 145 présente la conception détaillée et la réalisation de ce module.

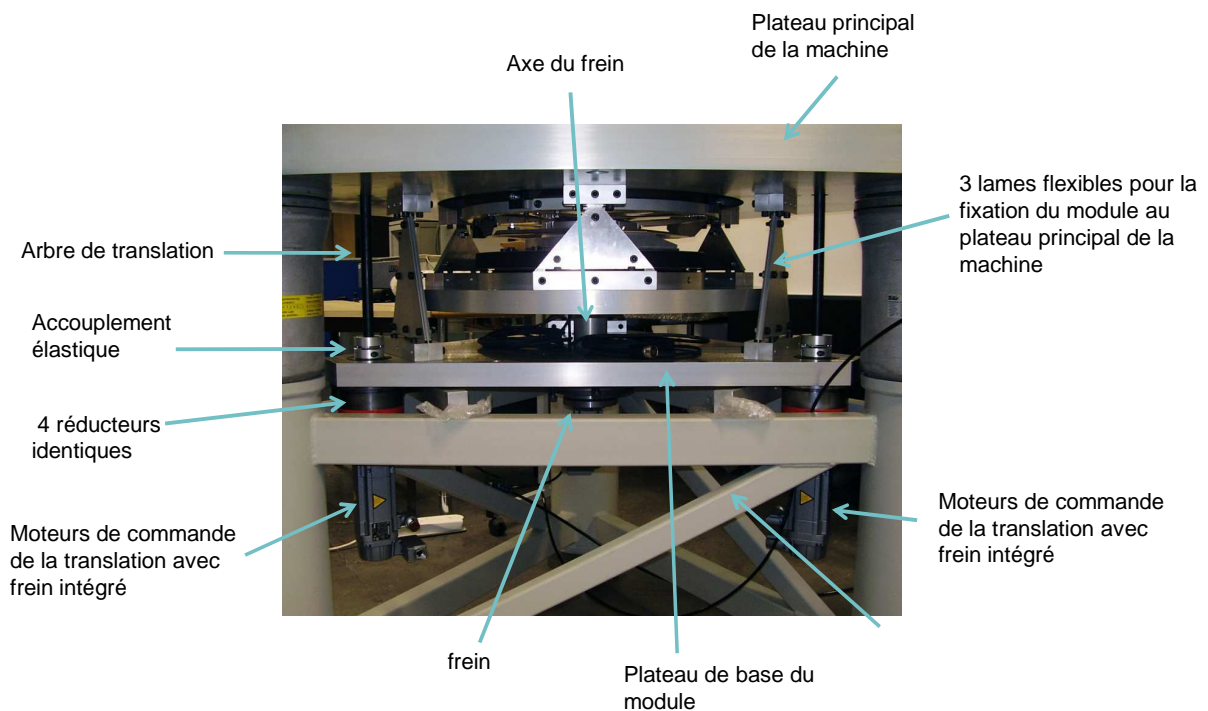
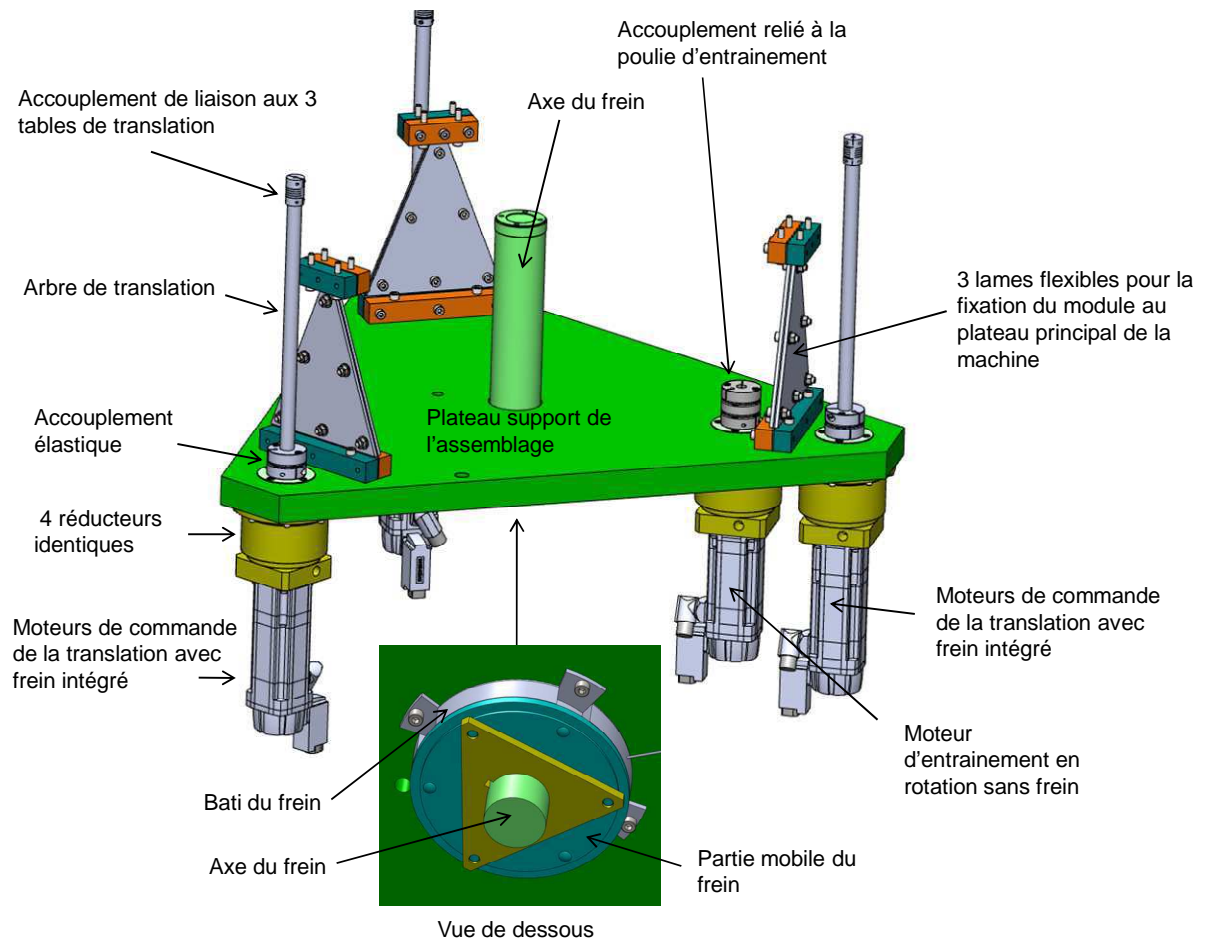


Figure 145: conception détaillée et réalisation de l'assemblage moteurs et frein

### 3.15. Liaison au sol et isolation vibratoire

Il faut distinguer 2 types de sources de vibration : les sources internes à la machine et les sources externes. Les sources internes correspondent à tous les systèmes de transformation de mouvement. Les moteurs, les réducteurs, les systèmes poulie/courroie ainsi que les systèmes vis écrou en font partie. Les sources externes transmettent des vibrations aux sols. Ces vibrations sont ensuite communiquées à la machine par l'intermédiaire de sa liaison au sol. Pour éviter l'apparition de vibrations au sein de la machine de mesure on veillera à isoler sa chaîne métrologique. Les sources de vibration externes seront diminuées grâce à des isolateurs pneumatiques placés entre la machine et le sol. Le schéma de la figure 57 présente la disposition mise en œuvre. Il est conseillé de placer les isolateurs pneumatiques proche du centre de gravité de l'ensemble porté afin d'éviter l'apparition d'instabilités. Cela explique la position surélevée des trois isolateurs employés.

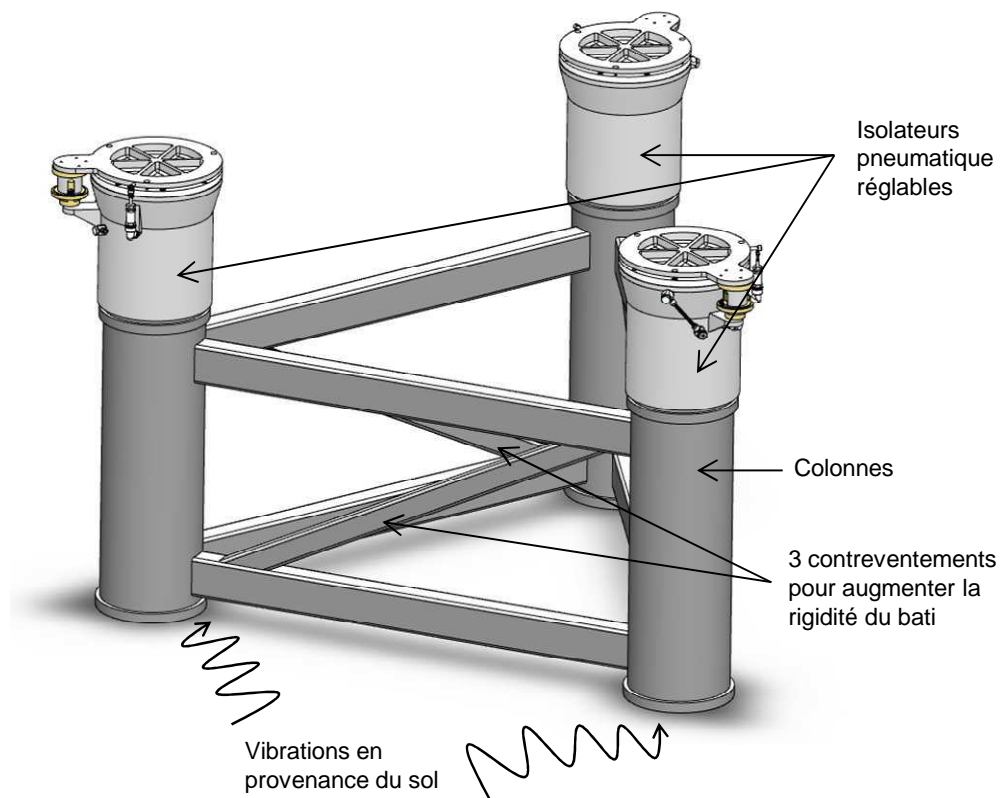


Figure 146: isolation des sources de vibration externe

De manière complémentaire, on cherche à isoler la chaîne métrologique des sources de vibration internes. L'isolation des sources internes s'avère plus complexe. En effet les sources de vibrations internes de la machine doivent souvent transmettre des efforts au reste de l'équipement. Par exemple, les réducteurs utilisés devront transmettre des couples. Il n'est par conséquent pas possible de réaliser un découplage sans aucune rigidité mécanique.

Chaque sortie de réducteur est reliée à un accouplement élastique ne transmettant que le couple de rotation. Pour l'entraînement en rotation une courroie polyV relie l'axe moteur à l'axe de la broche principale. Cette courroie présente l'intérêt de ne pas créer d'irrégularité cinématique lors de l'entraînement en rotation.

### **3.16. Isolation thermique**

Comme pour les sources de vibrations, les sources de variation de la température peuvent être externes ou internes à la machine.

#### Echange avec l'environnement :

Pour traiter les sources extérieures de chaleur on prévoit de mettre en place une solution similaire à celle mise en place sur le banc de test des capteurs capacitif détaillé au chapitre 4. La machine sera donc entourée d'un caisson formé de tôle d'aluminium de 5 mm d'épaisseur.

La Figure 147 présente la mise en œuvre du caisson. La partie haute du caisson comportera une trappe afin de pouvoir placer les pièces à mesurer. On distingue trois modes d'échange de chaleur : le rayonnement, la convection et la conduction. Ces trois modes de transfert interviennent conjointement.

Dans notre application, la machine est placée dans un environnement où coexistent plusieurs sources de rayonnement : l'éclairage par des tubes au néon, le pupitre de commande ou encore un opérateur (non représenté sur le schéma). Le caisson en aluminium permet d'isoler la machine de ce rayonnement.

Un échange de chaleur intervient aussi par convection. Les flux d'air inévitables à l'intérieur de la salle peuvent provoquer des échanges de chaleur entre la machine et l'air environnant. Ces flux d'air sont en particulier préjudiciables à la mesure interférométrique qui dépend de la température. Encore une fois le caisson en aluminium permet de stabiliser les flux d'air dans l'environnement proche de la machine.

Un transfert par conduction entre la machine et son environnement peut intervenir au niveau de la liaison au sol mais ce type de transfert de chaleur est à priori négligeable.



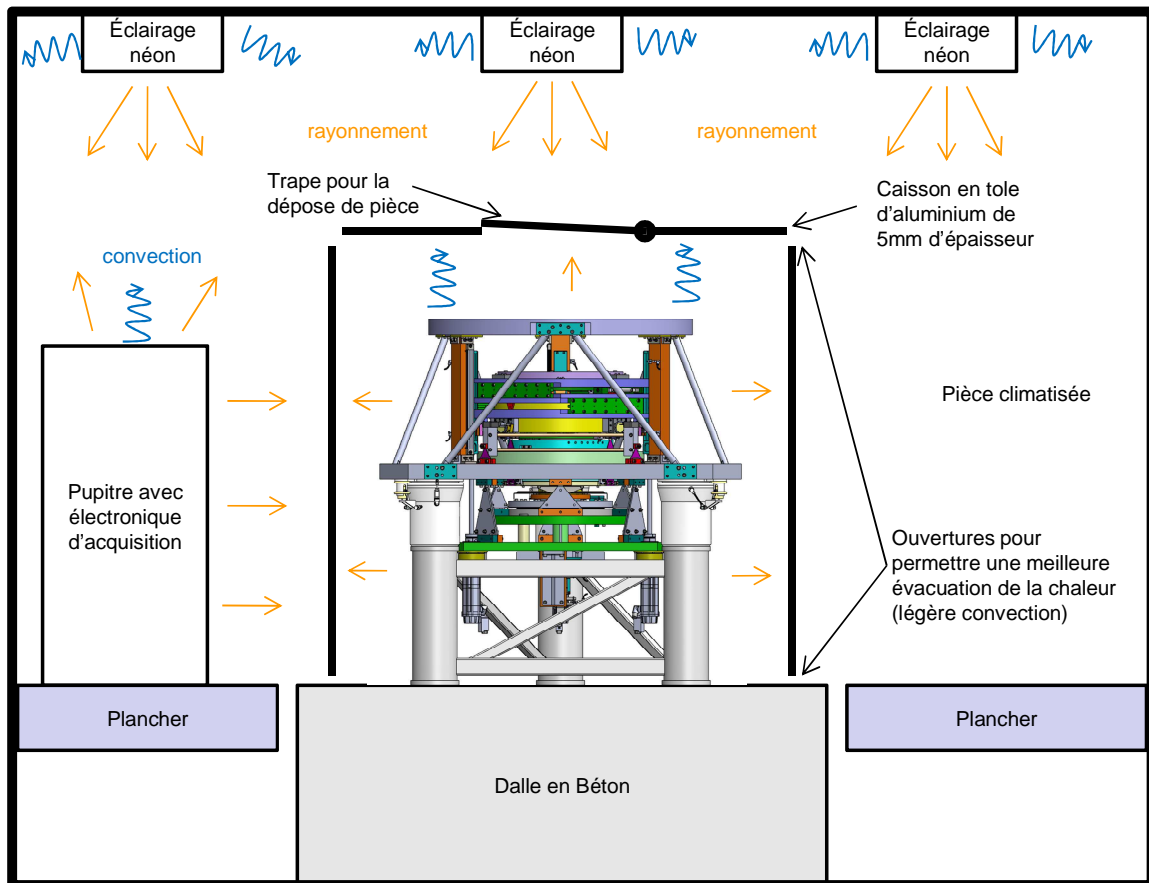


Figure 147: isolation thermique adoptée

A ce stade on pourrait envisager un caisson dans un matériau seulement capable d'arrêter le rayonnement. Mais faire cela reviendrait à négliger la chaleur produite à l'intérieur de la machine. Les sources de chaleur internes à l'équipement sont constituées par

- les moteurs et réducteur
- le frein servant au décalage
- les vis à billes et les guidages des platines de translation
- les systèmes interférométriques
- la glissière servant au décalage

Ces sources de chaleurs réchauffent par convection et par rayonnement l'environnement autour de la machine. Créer un caisson isolant autour de la machine reviendrait à concevoir un four. Dans un tel cas la température pourrait difficilement être stabilisée.

Pour éviter cet écueil, il faut rendre possible l'évacuation de la chaleur produite par la machine. Pour cela on laisse de petites ouvertures dans le caisson afin d'autoriser le transfert de chaleur vers l'extérieur par convection.

L'aluminium du caisson sert aussi à dissiper la chaleur à produite par la machine. La chaleur émise par la machine est transférée à l'aluminium par rayonnement et par convection. Le coefficient de conduction élevé de l'aluminium présente deux avantages : le premier est d'éviter l'apparition de points chauds qui pourraient à leur tour faire varier la température. Le

deuxième est de permettre une meilleure dissipation de la chaleur reçue par augmentation de la surface d'échange.

#### Echange au sein de la machine :

Pour éviter les variations de température liées aux sources internes de la machine, on fait le choix de les éloigner autant que possible de la chaîne métrologique. Le schéma de la Figure 148 localise les sources de chaleur au sein de l'équipement de mesure. Les moteurs, les réducteurs ainsi que le frein sont placés à l'étage le plus inférieur de la machine. Les platines de translation ainsi que les interféromètres laser sont placés sur la partie haute. Toutefois il a été prévu de les éloigner radialement autant que possible de la chaîne métrologique.

La glissière est en revanche traversée par la chaîne métrologique. Il est à noter que d'après la procédure de multi-retournement décrite au chapitre 3, la glissière circulaire n'est pas utilisée pendant les mesures. Cela permet de limiter l'effet de cette source de chaleur sur la chaîne métrologique.

Les principales sources de chaleurs étant concentrées à l'étage inférieur de la machine, on prévoit d'intercaler entre le plateau inférieur et le reste de la machine un écran. Cet écran est constitué d'une tôle en aluminium. Le dispositif sera complété par un système permettant un écoulement d'air forcé entre l'écran et le plateau inférieur. L'écran permettra de bloquer le rayonnement produit par le plateau inférieur. Le flux d'air permettra d'évacuer par convection la chaleur avant qu'elle ne s'accumule.

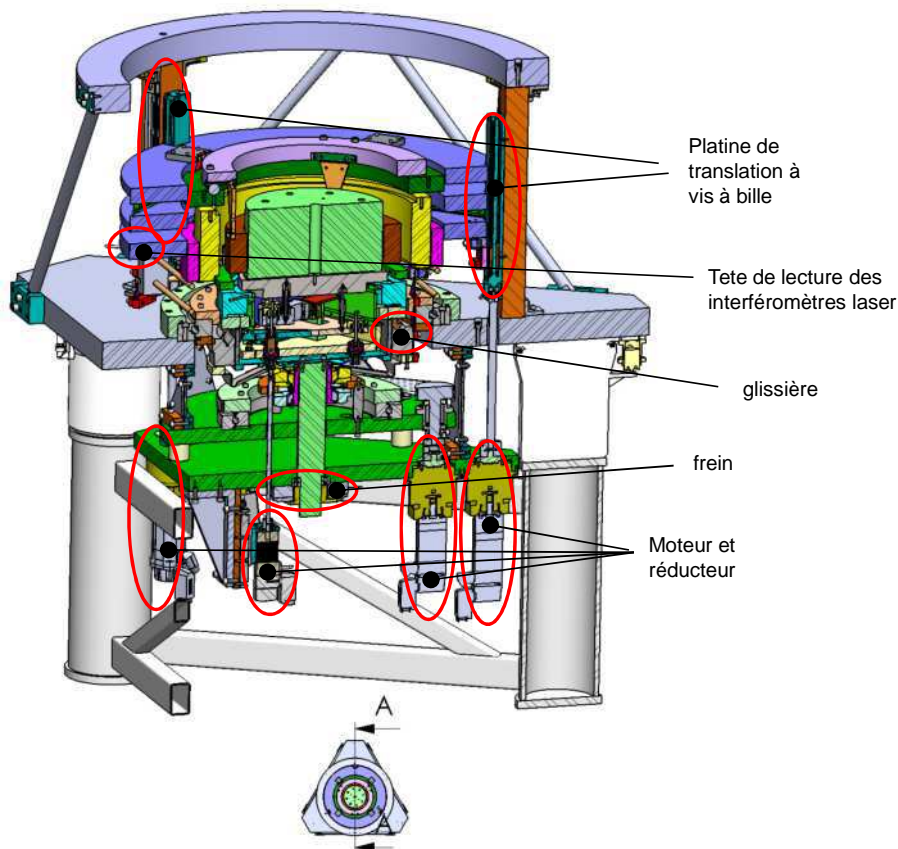


Figure 148: Localisation des sources de chaleur sur la machine

## **4. Fabrication, Montage et réglage de la machine de mesure de cylindricité.**

La conception détaillée de l'ensemble de l'équipement a été réalisée en prenant en compte les impératifs de coût de fabrication, de facilité de montage et de réglage. Une des difficultés était d'assurer la coaxialité des axes de rotation des éléments tournant de la machine. Ce paragraphe détaille les choix de conception, ainsi que les procédures de réglage mise en œuvre pour garantir cette coaxialité.

Sur la machine conçue on ne distingue pas moins de 5 axes de rotation qui doivent être coaxiaux:

- l'axe du roulement principal
- l'axe du plateau décaleur
- les deux axes des codeurs
- l'axe du frein

### **4.1.Méthode de montage et de réglage:**

Pour assurer la coaxialité de deux axes de rotation plusieurs solutions existent. La première consiste à réaliser un ajustement mécanique entre les deux pièces qui matérialisent les deux axes de rotation. On peut par exemple rendre coaxiaux l'axe d'un codeur avec l'axe d'un roulement en ajustant la bague intérieure du codeur sur la bague intérieure du roulement. Cette méthode présente l'avantage de permettre un montage rapide sans réglage. En revanche le coût de fabrication de l'ajustement n'est pas toujours négligeable et surtout la précision de la coaxialité obtenue est limitée par la qualité des usinages.

La deuxième méthode consiste à obtenir la coaxialité des axes de rotation par un réglage de leurs positions relatives avant leur bridage. Cette méthode implique de mettre en œuvre un dispositif de dégauchissage généralement constitué de trois appuis verticaux réglables. Deux appuis radiaux orientés à 90° permettent d'effectuer le centrage. Une fois le réglage effectué à l'aide de comparateurs il ne reste plus qu'à réaliser le bridage. Cette méthode implique l'intégration d'un système de réglage mais présente l'intérêt de ne nécessiter aucun usinage coûteux. En outre la qualité du centrage et dégauchissage peut être maîtrisée au micromètre près.

### **4.2.Application à la machine de mesure de cylindricité**

#### **4.2.1. Axes du plateau décaleur**

Afin de conserver le dégauchissage et le centrage de la pièce par rapport à l'axe de rotation de la broche lors de la procédure de multi-retournement, il est nécessaire de garantir la coaxialité de l'axe de rotation de la broche et celui du plateau décaleur.

Le schéma de la Figure 149 présente le système de réglage. Le réglage de l'axe du décaleur sera réalisé en réglant la position de la glissière. Pour cela 3 vis de dégauchissage et 4 vis de

*centrage* vont être actionnées. Ces vis s'appuient sur *l'anneau de réglage* situé sous la *glissière*. Une fois la position de la *glissière* réglée, le bridage sera réalisé.

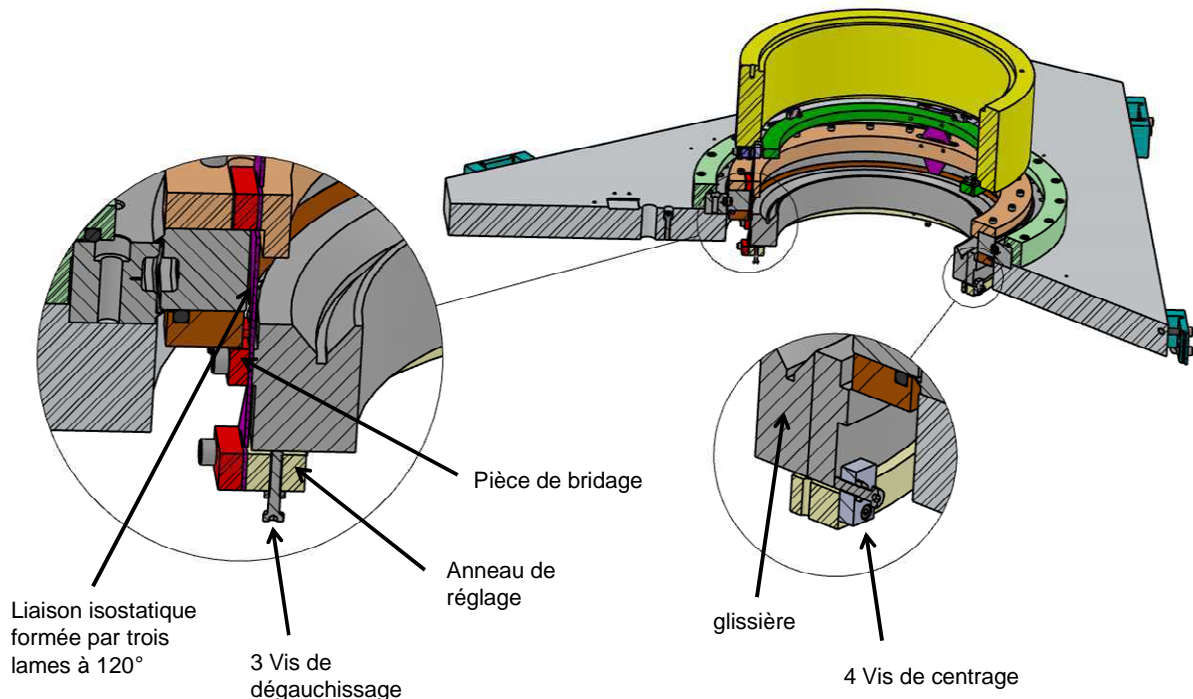


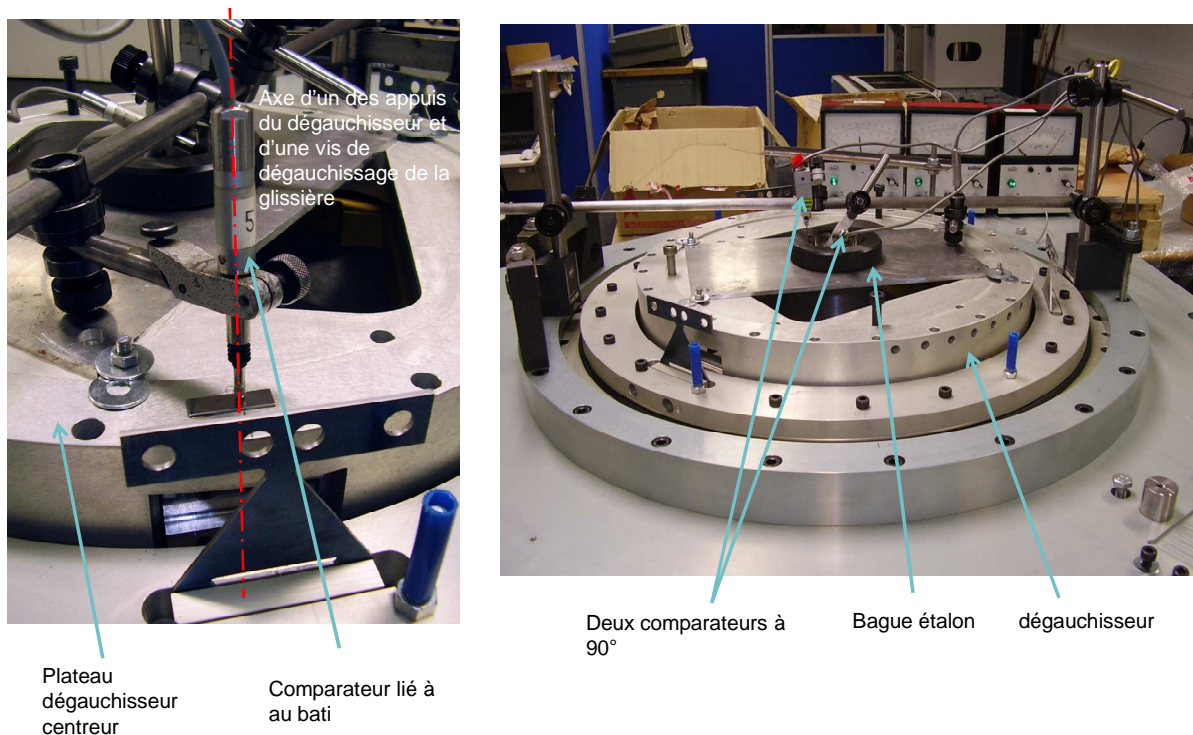
Figure 149: réglage du décaleur

On peut remarquer que les *lames* qui servent au bridage de la *glissière* sont prolongées pour venir soutenir *l'anneau de réglage*. Cette disposition permet de régler la *glissière* lorsque les *lames* sont sous leur chargement nominal. Cela permet d'éviter une éventuelle perte du réglage lors de la mise en charge des *lames*.

La Figure 150 montre le montage de comparateurs réalisé pour mesurer la coaxialité de l'axe de la broche et de l'axe du décaleur. Pour matérialiser l'axe de rotation de la glissière nous avons utilisé le dégauchisseur. Nous avons donc aligné l'axe de rotation de la broche avec l'axe de rotation du dégauchisseur.

Pour cela, un premier comparateur a été placé à la verticale d'un des appuis du dégauchisseur. Dégauchir la glissière consiste à vérifier que l'indication d'un comparateur ainsi placé, reste stable pour 3 positions de la glissière décalés de 120°. Après réglage et bridage, cette condition a été vérifiée à  $\pm 2\mu\text{m}$ .

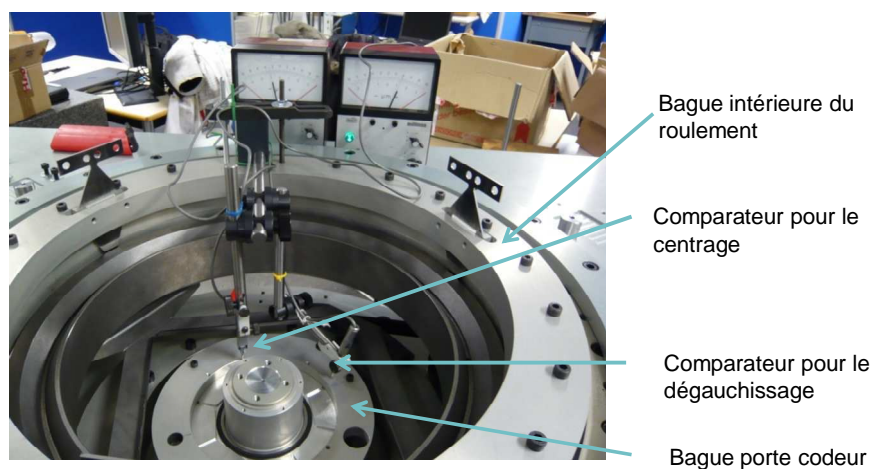
Une bague étalon a ensuite été placée sur le dégauchisseur. Dans un premier temps cette bague a été centrée par rapport à l'axe de rotation du décaleur. Dans un deuxième temps la bague étalon a été centrée par rapport à l'axe de rotation de la broche grâce à une action sur les 4 vis de centrage de la glissière. Après réglage et bridage le défaut de centrage a été vérifié à  $\pm 3\mu\text{m}$ .



*Figure 150: montage des comparateurs pour le réglage de la glissière*

#### 4.2.2. Axes des codeurs et du frein

Ces trois axes de rotation n'ont pas besoin d'un réglage au micromètre. En effet des accouplements élastiques sont intégrés –cas des codeurs– ou ajoutés –cas du frein– afin de compenser un défaut de coaxialité. Nous avons malgré cela mis en œuvre un réglage soigné. L'axe du frein est aligné mécaniquement par rapport à l'axe du codeur. La bague porte codeur est ensuite alignée avec l'axe du roulement par réglage puis bridage. La photo de la Figure 151 montre le montage de comparateurs mis en place pour mesurer la coaxialité de la bague porte codeur par rapport à l'axe du roulement.

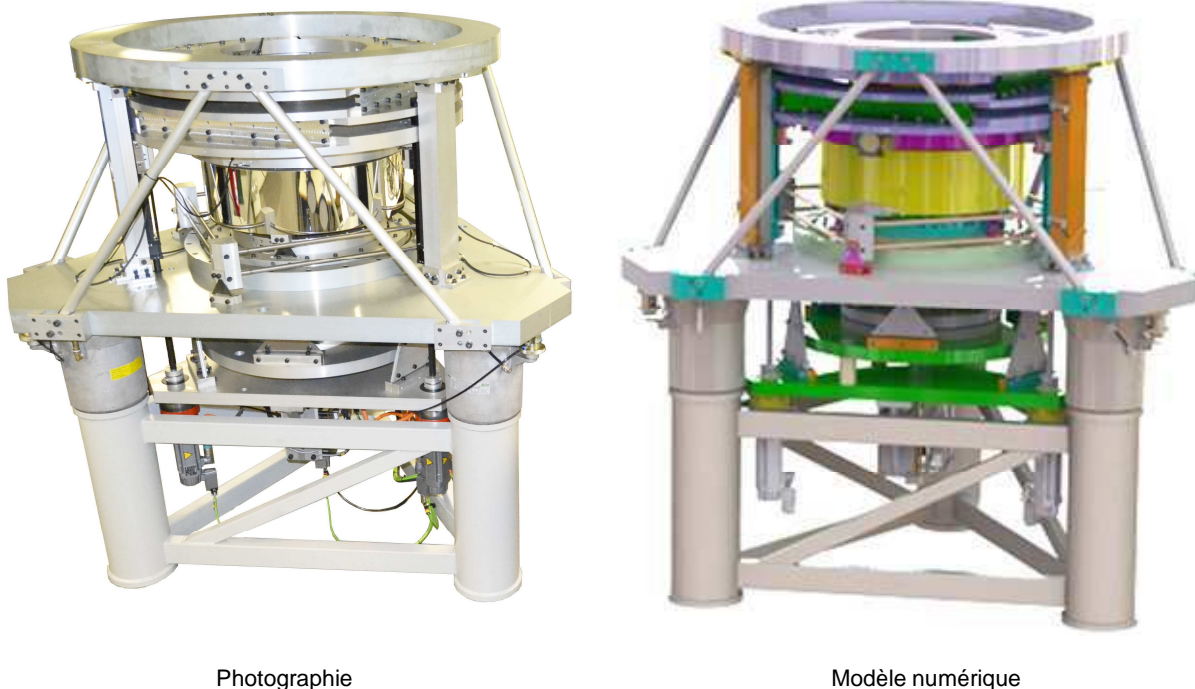


*Figure 151: réglage de l'axe de la bague porte codeur par rapport à l'axe du roulement*



### 4.3. Vue d'ensemble de l'équipement de mesure de cylindricité

La Figure 152 montre la machine de mesure de cylindricité une fois assemblée ainsi que le modèle numérique associé.



*Figure 152: photographie et modèle numérique de la machine de mesure de cylindricité*

## 5. Conclusion

Ce chapitre présente la matérialisation technologique de l'architecture définie dans les chapitres précédents. Plusieurs parties critiques de la conception comme le dégauchisseur et le plateau décaleur ont été très détaillées. Cela s'avère nécessaire car la qualité de stabilité dont ils doivent faire preuve est critique vis-à-vis de la performance de l'équipement de mesure.

Trois thèmes incontournables dans le cas de la conception de machine de mesure de précision ont été abordés : l'aspect vibratoire, l'aspect thermique et les méthodes de mise en position isostatique. La conception détaillée de l'ensemble des sous modules a été présentée et justifiée. Enfin, des précisions ont été apportées concernant les procédures de montage et de réglage de la machine. Il s'agit en particulier de maîtriser la coaxialité de l'ensemble des axes de rotation de la machine.

# Conclusion générale

## Le projet de mesure de cylindricité de très haute exactitude

L'objectif initial du projet était la réalisation d'un instrument de référence destiné à la mesure des écarts de cylindricité. L'incertitude visée dans un volume de mesure cylindrique d'un diamètre de 350 mm et d'une hauteur de 150 mm était de l'ordre de 10 à 20 nm.

Aucune publication ne présente d'incertitude globale sur la mesure de l'écart de cylindricité. Cependant, les meilleures incertitudes publiées sont de l'ordre de 50 nm sur la mesure de rectitude de génératrices de cylindres, et de l'ordre de 5 nm pour la mesure de circularité de sphères. L'association des mesures de rectitude et de circularité conduit à estimer une incertitude de l'ordre de 60 à 100 nm pour la mesure globale de cylindricité. Nous avons donc cherché à diviser cette incertitude par un facteur de l'ordre de 6 à 10.

Cette étude répond à une demande initiale de l'équipe de recherche du LNE-CNAM (LCM) chargée de la définition des références de pression. La mesure d'ensembles piston/cylindre intégrés dans les balances manométriques doit permettre l'atteinte d'une incertitude relative de l'ordre de  $10^{-6}$  sur les références de pression. L'équipement de référence développé permettra en plus de mesurer des étalons de transfert destinés au contrôle et à la correction d'équipements de mesure industriels ou de laboratoire.

Pour répondre à l'objectif posé, nous avons mis en œuvre une architecture de machine basée sur l'application du principe de structure métrologique dissociée. L'application stricte de ce principe était nécessaire mais non suffisante pour atteindre les performances visées. Pour preuve, aucune réalisation - pourtant pour certaines basées sur le principe de structures dissociées comme le KOMPf - ne permettait d'atteindre le niveau d'incertitude escompté. Une analyse des sources d'incertitudes a révélé plusieurs problématiques à résoudre. Cela nous a amené à concevoir une nouvelle architecture qui réponde aux limitations identifiées :

- la taille de la chaîne métrologique a été réduite au minimum afin de réduire l'effet des perturbations thermiques ou mécaniques
- l'ajout de capteurs redondants a permis de diminuer l'incertitude sur le repérage de la position réalisé par la liaison métrologique. Cette stratégie présente l'avantage qu'une auto-vérification permanente de la cohérence des mesures est réalisée.
- l'effet des erreurs de position des capteurs face à leurs cibles a été pris en compte. L'erreur de position sera évaluée en permanence au cours des mesures. Cela permettra de corriger son effet lorsque cela est nécessaire. Par exemple l'effet de déport sera corrigé dans le cas des pièces de petit diamètre ( $D < 2\text{ mm}$ ).

- l'utilisation de comparateurs à contact au sein de la liaison métrologique a été exclue et nous avons choisi de mettre en œuvre des capteurs surfaciques qui sont moins sensibles à l'état de surface.
- Une méthode pour annuler l'effet des dilatations thermique a été établie

Fondamentalement la nouvelle machine est un comparateur de forme. La mesure d'une pièce cylindrique consiste à comparer sa forme à celle d'un cylindre dit de référence dont on connaît parfaitement la forme. Une part importante du travail effectué a consisté à établir une méthode permettant de mesurer avec une incertitude de quelques nanomètres le défaut de forme du cylindre de référence. Cette procédure originale s'inspire des méthodes classiques de séparation d'erreurs. La méthode développée a été validée expérimentalement dans le cas de mesure de circularités.

Des capteurs capacitifs ont été choisis pour instrumenter la liaison métrologique. Leur comportement a été étudié pour atteindre un résiduel de moins de 2 nanomètres après un étalonnage sur 80µm de course sur un aller-retour. Pour ne pas dégrader ce résultat nous étalonnons les capteurs dans leurs positions de travail. Les deux bancs de test développés ont aussi permis d'évaluer expérimentalement l'effet des erreurs de position des capteurs face à leurs cibles.

L'ensemble des réflexions menées a permis d'aboutir à une architecture générale. Cette architecture a ensuite servi de support pour la conception détaillée. Chaque choix technologique a été justifié en cohérence avec la recherche d'incertitude de l'ordre de 10 nm. Une grande partie des solutions développées est originale. Le plateau dégauchisseur centreur conçu fait d'ailleurs l'objet d'une demande de brevet. L'ensemble de la machine a été réalisé et monté conformément aux procédures établies et est en cours de réglage.

La qualification de l'exactitude de la machine pourra faire l'objet d'une campagne d'inter-comparaison. Concernant la mesure des ensembles piston/cylindre, l'équipe de mesure de pression du LNE-CNAM (LCM) a besoin de mesures absolues de diamètres conjointement à la mesure de forme. Une évolution future de la machine est d'intégrer la mesure de diamètre.



## Bibliographie

- Asch, G. (2010). *Les capteurs en instrumentation industrielle*. Dunod.
- Asch, G. (2011). *Acquisition de données du capteur à l'ordinateur*. Dunod.
- BIPM. (2008). Évaluation des données de mesure - Guide pour l'expression de l'incertitude de mesure, 2008.
- BIPM. (2012). Vocabulaire international de métrologie - Concepts fondamentaux et généraux et termes associés (VIM).
- BIPM. (2013a). Calibration and Measurement Capabilities Length (Roundness standards). Retrieved November 20, 2012, from [http://kcdb.bipm.org/AppendixC/country\\_list.asp?page=2&page\\_sav=1&CountSelected=;1,FR,DE&sservice=L/DimMet.4.2](http://kcdb.bipm.org/AppendixC/country_list.asp?page=2&page_sav=1&CountSelected=;1,FR,DE&sservice=L/DimMet.4.2)
- BIPM. (2013b). Calibration and Measurement Capabilities Length (Cylindrical straightness standard). Retrieved September 03, 2013, from [http://kcdb.bipm.org/AppendixC/country\\_list\\_search.asp?CountSelected=FR,DE,NL,ES&iservice=L/DimMet.4.3.2](http://kcdb.bipm.org/AppendixC/country_list_search.asp?CountSelected=FR,DE,NL,ES&iservice=L/DimMet.4.3.2)
- Birch, K. P. (1990). Optical fringe subdivision with nanometric accuracy. *Precision Engineering*, 12(4), 195–198. doi:10.1016/0141-6359(90)90060-C
- Bonzom, C., & Fargier, E. (2013). Erreurs de forme, de position, d'orientation, de battement. Partie 1. *Techniques de l'ingénieur, r 1 220V2*, 1–6.
- Bouchareine, P. (2013). Métrologie des surfaces. *Techniques de l'ingénieur, R 1 390(0)*, 1–16.
- Bryan, J. B. (1979). Design and construction of an ultraprecision 84 inch diamond turning machine. *Precision Engineering*, 1(1), 13–17. doi:10.1016/0141-6359(79)90071-0
- Bryan, J. B., & Carter, D. L. (1979). Design of a new error-corrected co-ordinate measuring machine. *Precision Engineering*, 1(3), 125–128.
- Charron, J. (2003). Mesures sans contact Méthodes magnétiques et capacitatives. *Techniques de l'ingénieur, R 1 331*, 1–10.
- Coorevits, T., & David, J.-M. (1993). Les limites de la correction par logiciel des erreurs de géométrie des M.M.T. Définition d'une architecture nouvelle de machine". In *6ème congrès International de Métrologie. MFQ*. Lille.
- Coorevits, T., David, J.-M., & Bourdet, P. (1991). Elimination of geometrical errors by permutations - application to a rotary table. *Annals of the CIRP*, 40(1), 531–534.
- Dadson, R. S., Lewis, S. L., & Peggs, G. N. (1982). The Pressure Balance, Theory and Practice. *HMSO, NPL*.

- David, J.-M. (1991). machine for measuring by coordinates, Brevet N°5,012,587.
- Donaldson, R. R. (1972). A Simple Method for Separating Spindle Error from Test Ball Roundness Error. *Annals of the CIRP*, 21(1), 125–126.
- Donaldson, R. R., & Patterson, S. R. (1983). Design and construction of a large, vertical axis diamond turning machine. In *SPIE'S 27th Annual International Technical Symposium and Instrument Display*.
- Downs, M. J., & Nunn, J. W. (1998). Verification of the sub-nanometric capability of an NPL differential plane mirror interferometer with a capacitance probe. *Measurement Science and Technology*, 9(9), 1437–1440. doi:10.1088/0957-0233/9/9/010
- Ellis, J. D., Baas, M., Joo, K.-N., & Spronck, J. W. (2012). Theoretical analysis of errors in correction algorithms for periodic nonlinearity in displacement measuring interferometers. *Precision Engineering*, 36(2), 261–269. doi:10.1016/j.precisioneng.2011.10.008
- Estler, W. T., Evans, C. J., & Shaot, L. Z. (1997). Uncertainty estimation for multiposition form error metrology. *Precision Engineering*, 21, 72–82.
- Fogale. (2012). Système de mesure capacitive MC900. Documentation technique constructeur.
- Franke. (2009). Roulements sur joncs , Guidages linéaires. Documentation technique constructeur.
- Gleason, E., & Schwenke, H. (1998). A Spindleless Instrument for the Roundness Measurement of Precision Spheres. *Precision Engineering*, 22(1), 37–42. doi:10.1016/S0141-6359(97)00089-5
- Goch, G. (2003). Gear Metrology. *Annals of the CIRP*, 52(2).
- Haitjema, H., Schellekens, P. H. J., & Wetzels, S. F. C. . (2000). Calibration of displacement sensors up to 300 µm with nanometer accuracy and direct traceability to a primary standard of length.pdf. *Metrologia*, 37, 25–33.
- Henselmans, R., Cacace, L. A., Kramer, G. F. Y., Rosielle, P. C. J. N., & Steinbuch, M. (2011). The NANOMEFOS non-contact measurement machine for freeform optics. *Precision Engineering*, 35(4), 607–624. doi:10.1016/j.precisioneng.2011.04.004
- ISO 1101. (2006). Spécification géométrique des produits (GPS). Tolérancement géométrique Tolérancement de forme, orientation, position et battement.
- ISO 12180-1. (2011). Spécification géométrique des produits (GPS). Cylindricité Partie 1: Vocabulaire et paramètre de cylindricité.
- ISO 12181-2. (2011). Spécification géométrique des produits (GPS). Circularité Partie 2 : Opérateurs de spécification.

- ISO 12780-2. (2009). Spécification géométrique des produits (GPS). Rectitude.
- ISO 16610-21. (2012). Filtrage Partie 21: Filtres de profil linéaires: Filtres gaussiens.
- Jeon, S., Ahn, H., Han, D., & Chang, I. (2001). New Design of Cylindrical Capacitive Sensor for On-Line Precision Control of AMB Spindle. *IEE Transaction on instrumentation and measurement*, 50(3), 757–763.
- Jusko, O. (2010). Taktile und punktförmig optische Formmesstechnik in Forschungsprojekten. présentation PTB.
- Jusko, O., Neugebauer, M., Reimann, H., Sabuga, W., & Piruenrom, T. (2008). Dimensional calibration techniques for pressure balances to be used in the determination of the boltzmann constant. In *1st International Congress on mechanical Metrology*. Rio de Janeiro, Brazil.
- Kim, J. G., Lee, T.-J., Park, N.-C., Park, Y.-P., Park, K.-S., Lim, S.-C., & Ohm, W.-S. (2010). SAW-based capacitive sensor with hemispherical electrode for nano-precision gap measurement. *Sensors and Actuators A: Physical*, 163(1), 54–60. doi:10.1016/j.sna.2010.06.029
- Kosaka. (2013). Site constructeur Kosaka. Retrieved October 14, 2013, from <http://www.kosakalab.co.jp/english/product/precision/cylinder/>
- Lahousse, L. (2005). *Contribution à la construction de machines de grande précision géométrique: le concept d'information dans l'amélioration des performances des machines*. Thèse de doctorat Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers.
- Lahousse, L., David, J., & Vailleau, G. (2005). Application of a new architecture design with a nanometric resolution. *Revue Française de métrologie*, 4, 35–43.
- Lanyi, S. (1998). Analysis of linearity errors of inverse capacitance position sensors. *Measurement Science and Technology*, 9, 1757–1764.
- Leach, R. (2009). *Fundamental Principles of Engineering Nanometrology*. William Andrew.
- Lee, J. C., Noh, Y. J., Arai, Y., Gao, W., & Park, C. H. (2009). Precision Measurement of Cylinder Surface Profile on an Ultra-Precision Machine Tool. *Measurement science review*, 9(2), 49–52.
- Legras, J. C. (2003). Étalons de pression. *Techniques de l'ingénieur*, R 2 030.
- Leleu, S. (2000). *Contribution à l'évaluation des angles Conception, réalisation et validation d'un plateau pivotant de très haute précision: vers une nouvelle référence angulaire nationale*. Thèse de doctorat Arts et Métiers ParisTech.
- Lion precision. (2012). Capacitive sensors (C9.5 S). Documentation technique constructeur.
- Lipa, J. a., & Siddall, G. J. (1980). High precision measurement of gyro rotor sphericity. *Precision Engineering*, 2(3), 123–128. doi:10.1016/0141-6359(80)90026-4

- LNE. (2013). LNE: référence nationales. Retrieved July 02, 2013, from <http://www.metrologie-francaise.fr/fr/references/masse.asp#fig08>
- Loewen, E., Evans, C. J., Hocken, R. J., & Estler, W. T. (1996). Self-Calibration : Reversal, Redundancy, Error Separation, and “Absolute Testing”. *Annals of the CIRP*, 45(2), 617–634.
- Mahr. (2013a). Site constructeur Mahr. Retrieved October 14, 2013, from <http://www.mahr.com/index.php?NodeID=1306>
- Mahr. (2013b). Catalogue général Mahr.
- Marsh, E. R., Arneson, D. a., & Martin, D. L. (2010). A comparison of reversal and multiprobe error separation. *Precision Engineering*, 34(1), 85–91. doi:10.1016/j.precisioneng.2009.03.001
- Mazzeo, A. D., Stein, A. J., Trumper, D. L., & Hocken, R. J. (2009). Atomic force microscope for accurate dimensional metrology. *Precision Engineering*, 33(2), 135–149. doi:10.1016/j.precisioneng.2008.04.007
- Micro-epsilon. (2012). capaNC DT Mesure sans contact capacitif. Documentation technique constructeur.
- Mitutoyo. (2013). Catalogue général Mitutoyo.
- Neugebauer, M., Lüdicke, F., Bastam, D., Bosse, H., Reimann, H., & Töpperwien, C. (1997). A new comparator for measurement of diameter and form of cylinders, spheres and cubes under clean-room conditions. *Measurement Science and Technology*, 8(8), 849–856. doi:10.1088/0957-0233/8/8/003
- Nouira, H., Vissiere, A., Damak, M., & David, J.-M. (2013). Investigation of the influence of the main error sources on the capacitive displacement measurements with cylindrical artefacts. *Precision Engineering*, 37(3), 721–737. doi:10.1016/j.precisioneng.2013.02.005
- Nouira, H., Vissière, A., Vailleau, G., Damak, M., & David, J. (2011). Evaluation of the capacitive displacement measurements in mechanical metrology with cylindrical artefacts. In *The 13th International Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces*. London.
- Osawa, S., Busch, K., Franke, M., & Schwenke, H. (2005). Multiple orientation technique for the calibration of cylindrical workpieces on CMMs. *Precision Engineering*, 29(1), 56–64. doi:10.1016/j.precisioneng.2004.04.006
- Poyet, B. (2010). *Conception d'un microscope à force atomique métrologique*. Thèse de doctorat Université de Versailles Saint-Quentin en Yvelines.
- Rabault, T., Wongthep, P., & Bentouati, D. (2013). Caractérisation métrologique d'une nouvelle référence de pression relative dans le domaine de 1.5 à 50 Mpa. In *16th International Congress of Metrology*. Paris.

- Renishaw. (2004). RLE10 fibre optic laser encoder. Document technique constructeur.
- Sabuga, W., & Priruenrom, T. (2007). An approach to the evaluation of dimensional measurements on pressure-measuring piston- cylinder assemblies. In *1st International Conference Cultivating metrological knowledge*. Mexico.
- Seppä, J., Korpelainen, V., Merimaa, M., Picotto, G. B., & Lassila, A. (2011). A method for linearization of a laser interferometer down to the picometre level with a capacitive sensor. *Measurement Science and Technology*, 22(9), 094027. doi:10.1088/0957-0233/22/9/094027
- Slocum, A. H. (1992). *Precision machine design*. Michigan: Society of Manufacturing Engineers.
- Smith, P. T. (2003). *Analysis and application of capacitive displacement sensors to curved surfaces*. Thesis University of Kentucky.
- Smith, S. T. (1992). *Foundations of ultraprecision mechanism design*. CRC Press.
- Taylor Hobson. (2013a). Site constructeur Taylor Hobson. Retrieved October 14, 2013, from <http://www.taylor-hobson.com/products/18/64.html>
- Taylor Hobson. (2013b). Talyrond 565/585.
- Taylor Hobson. (2013c). Talyrond 595. Document technique constructeur.
- Thalmann, R., & Spiller, J. (2005). A primary roundness measuring machine. In *SPIE Recent Developments in Traceable Dimensional Measurements III* (Vol. 5879, pp. 1–10). San Diego, California, USA.
- Thompson, D. (1982). The compuron: How round is round? *Energy and Technologie Review Lawrence Livermore National Laboratory*.
- Villar, F. (2008). *Conception , réalisation et caractérisation de systèmes mécaniques pour l ' expérience française de « balance du watt »*.
- Vissière, A., Nouria, H., Damak, M., David, J.-M., & Gibaru, O. (2011). Experimental evaluation of the dissociated metrological technique (DMT) for the geometrical measurement in metrological applications. In *The 13th International Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces*.
- Vissière, A., Nouria, H., Damak, M., David, J.-M., Vailleau, G., & Gibaru, O. (2011a). Development of a new apparatus for cylindrical form measurement with nanometric-level of accuracy. In *Macroscopic: Recent Developments in Traceable Dimensional Measurements*. Wabern, Switzerland.
- Vissière, A., Nouria, H., Damak, M., David, J.-M., Vailleau, G., & Gibaru, O. (2011b). Development of a new apparatus for cylindrical form measurement with nanometric-level of accuracy -methods that eliminate the spindle errors. *Macroscopic: Recent Developments in Traceable Dimensional Measurements*.

- Vissière, A., Nouria, H., Damak, M., Gibaru, O., & David, J.-M. (2012a). Concept and architecture of a new apparatus for cylindrical form measurement with a nanometric level of accuracy. *Measurement Science and Technology*, 23(9). doi:10.1088/0957-0233/23/9/094014
- Vissière, A., Nouria, H., Damak, M., Gibaru, O., & David, J.-M. (2012b). A newly conceived cylinder measuring machine and methods that eliminate the spindle errors. *Measurement Science and Technology*, 23(9). doi:10.1088/0957-0233/23/9/094015
- Vissière, A., Nouria, H., Vailleau, G., Damak, M., David, J.-M., & Gibaru, O. (2011). Evaluation of the capacitive displacement measurements in mechanical metrology with cylindrical artefacts. In *11th euspen International Conference*. Como, Italy.
- Whitehouse, D. (1976). Some theoretical aspects of error separation techniques in surface metrology. *J.phys.E:Scie.Instrum*, 9, 531–536.
- Whitehouse, D. (2002). *Surfaces and their Measurement*. Butterworth-Heinemann.
- Widdershoven, I., Donker, R. ., & Spaan, H. A. . (2011). Realization and calibration of the “Isara 400” ultra-precision CMM. In *The 13th International Conference on Metrology and Properties of Engineering Surfaces* (Vol. 311, pp. 289–293). London. doi:10.1088/1742-6596/311/1/012002
- XP ISO / TS 16610-32. Spécification géométrique des produits (GPS). Filtrage Partie 32: Filtres de profil robustes: Filtres splines (2012). AFNOR.
- Zhang, S., & Kiyono, S. (2001). An absolute calibration method for displacement sensors. *Measurement*, 29(1), 11–20. doi:10.1016/S0263-2241(00)00023-3
- Zhao, W. Q., Xue, Z., Tan, J. B., & Wang, Z. B. (2006). SSEST: A new approach to higher accuracy cylindricity measuring instrument. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 46(14), 1869–1878. doi:10.1016/j.ijmachtools.2005.11.006

# Contribution à la mesure de cylindricité très haute exactitude

**Résumé :** Le Laboratoire Commun de Métrologie LNE-CNAM (LCM) souhaite affiner sa maîtrise des références de pression afin de réaliser des appareillages de tout premier rang au niveau international. L'incertitude relative visée sur les références de pression est de l'ordre de  $10^{-6}$ . Cet objectif se traduit par une problématique de métrologie dimensionnelle où une mesure de la forme des pistons/cylindres utilisés dans les balances manométriques doit être menée. La mesure de cylindricité est également impliquée dans un très grand nombre d'applications industrielles comme la qualification d'étalons de référence destinés à la qualification d'appareillages de mesure. Notre travail de recherche, réalisé dans le cadre d'une convention CIFRE avec la SAS GEOMNIA, concerne la réalisation d'un instrument de référence de très haute précision permettant la mesure de forme de cylindres creux ou pleins. Nous proposons un saut technologique pour satisfaire un niveau d'incertitude sur la mesure de l'écart de cylindricité de l'ordre de 10 nanomètres dans un volume de mesure cylindrique de Ø350 mm et de hauteur 150 mm. La mesure de forme est habituellement pratiquée en déplaçant un capteur par rapport à la surface à mesurer par un guidage de haute précision. Il n'est cependant pas possible de réaliser un guidage entre deux solides d'un niveau de précision permettant de garantir les incertitudes souhaitées, même en utilisant les techniques de correction d'erreurs dont la précision est limitée par le défaut de répétabilité des guidages. Pour satisfaire à ce niveau d'incertitude, nous proposons une démarche basée sur le concept de structure métrologique dissociée. La mesure d'une pièce consiste alors à comparer sa forme à celle d'une pièce cylindrique de référence. Cette dernière doit seulement présenter une stabilité de forme parfaite. La cartographie d'écart de forme de la référence cylindrique doit cependant être identifiée au même niveau d'incertitude visé. Le travail de recherche développé propose une analyse détaillée des machines actuelles et de leurs limitations. Suite à cette analyse, une architecture de machine a été proposée pour lever ces limitations. Cette architecture tient compte des écarts « secondaires » liés à la position des capteurs et des effets de second ordre, pour satisfaire le niveau de précision visé. Une procédure complète d'étalonnage de la machine a été élaborée en s'inspirant des méthodes de séparation d'erreurs. Cette procédure originale permet de séparer les défauts de forme du cylindre de référence de ceux d'une pièce de qualification cylindrique mesurée simultanément. La méthode employée ne présente pas de limitations en termes d'exactitude. Cette procédure a été expérimentalement validée. Une analyse des effets liés à la mesure de surfaces cylindriques par des capteurs capacitifs a été menée. Ces essais ont conduit au développement de stratégies d'étalonnage de ces capteurs in situ utilisant des interféromètres à laser intégrés dans la machine. La traçabilité métrologique des résultats des mesures est ainsi garantie. Deux bancs de tests ont été développés pour caractériser les diverses influences et valider les procédures d'étalonnage des capteurs. La conception détaillée de l'instrument est issue de la synthèse des réflexions menées sur l'architecture, sur l'étalonnage et sur la maîtrise de la mesure de déplacements par capteurs capacitifs. Ce travail a abouti à la réalisation de ce nouvel instrument de référence ; sa conception, son montage et son réglage sont présentés.

**Mots clés :** métrologie dimensionnelle, machine de précision, conception mécanique, circularité, cylindricité, élimination d'erreurs

**Abstract :** The "Laboratoire Commun de Métrologie LNE-CNAM (LCM)" seeks to improve the measurement of primary pressure standards done using pressure balances, to an order of  $10^{-6}$  relative uncertainty. Therefore, it is appropriate to back-up these pressure balances with a measurement of the topology of the piston-cylinder devices used on these balances. Cylindricity measurement is also found in many industrial applications such as the measurement of standards used for the calibration of measuring machines. This research project, conducted in collaboration with SAS GEOMNIA under a CIFRE agreement, has a main objet to develop a new ultra-high precision machine for cylinders form measurement. We pushes with this project the leading edge of the cylinders form measurement area; we propose indeed a technological leap which leads to reduce the uncertainty associated to cylindricity errors up to 10 nm in a cylindrical working volume of 350 mm diameter and 150 mm height. Form measurement is usually done using a measurement probe moved about the surface to be measured with high precision guiding systems. Nonetheless, these guiding systems are not precise enough to offer the low uncertainty required even when error correction techniques are used. This is because the precision of the guides is limited by their low repeatability. To meet this uncertainty level, we propose an approach based on the "dissociated metrological structure" concept. The measurement consists of comparing the artifact's form with the form of a cylindrical reference which should have perfect form stability. However, the mapping form deviation of this cylindrical reference needs to be identified at the same level of uncertainty referred.

The present work exposes a detailed analysis of the existing measuring machines and their limitations. Consequently, an optimized machine architecture is proposed in order to overcome the present limitations. The proposed machine architecture takes into account the "secondary" error terms relative to the probes positions and second order effects in order to satisfy the level of accuracy sought. A complete calibration procedure of the machine has been elaborated based on the error separation methods; it allows the separation of the form errors of each of the reference cylinder and a qualification cylindrical part simultaneously measured. This procedure does not present any accuracy limitations and has been experimentally verified. An analysis of the effects related to the measurement of cylindrical artifacts using capacitive sensors has also been investigated. These experiments have led to the development of in-situ calibration strategies using laser interferometers integrated in the machine. Thus, the metrological traceability of the measurements is guaranteed. Two test benches have been developed to characterize the error sources that influence the measurement and to validate the calibration procedures of the probes used. The detailed design of the instrument synthesizes all the conceptual thoughts about the architecture, the calibration and the displacement measurement of the capacitive probes. This work has resulted in the development of this new reference instrument; its design, installation and adjustment are detailed.

**Keywords :** dimensional metrology, precision machine, mechanical design, circularity, cylindricity, error elimination